

**VŠB-Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení**

**Dynamika hydraulického obvodu uzlu zatěžkávacích desek na  
slévárenské lince**

**Dynamics of Hydraulic Node Circuit of Loading Plates on  
Foundry Line**

**Student:**

**Bc. Bohuslav Munduch**

**Vedoucí diplomové práce:**

**doc. Dr. Ing. Lumír Hružík**

**Ostrava 2014**

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

## Zadání diplomové práce

Student:

**Bc. Bohuslav Munduch**

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma:

Dynamika hydraulického obvodu uzlu zatěžkávacích desek na  
slévárenské lince  
Dynamics of Hydraulic Node Circuit of Loading Plates on Foundry Line

Zásady pro vypracování:

1. Popište skladbu hydraulického obvodu vybrané části uzlu zatěžkávacích desek na slévárenské lince.
2. Definujte matematický model a sestavte simulační model hydraulického obvodu v prostředí software Matlab - SimHydraulics.
3. Matematicky simulujte a experimentálně stanovte dynamické vlastnosti hydraulického obvodu vybrané části uzlu zatěžkávacích desek.
4. Porovnejte matematicky simulované průběhy tlaků s experimentem.
5. Navrhněte možnou úpravu hydraulického obvodu za účelem zlepšení jeho dynamických vlastností.

Seznam doporučené odborné literatury:

BEATER, P. *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 1999. 259 s. ISBN 3-540-65444-5.

ŠEDĚNKA, L. *Simulace frekvenčních charakteristik potrubí*. Diplomová práce. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 86 s.

KOZUBKOVÁ, M. *Simulace a modelování hydraulických systémů*. Skriptum. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 128 s. <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Simulace2009.pdf>>.

BUREČEK, A. *Optimalizace proporcionálního řízení soustavy pro odebírání forem*. Diplomová práce. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010. 73 s.

THE MATH WORKS. *Matlab Simulink User's Guide, SimHydraulics User's Guide*, (USA, 2007).

ZYMÁK, V. *Dynamika pulsujícího průtoku (Teorie, měření, aplikace, zkušenosti)*. Brno: PC-DIR Brno, 1994. 210 s. ISBN 80-85895-00-5.

DÖRR, H., EWALD, R., et al. *Der Hydraulik Trainer Band 2, Proportional - und Servoventil - Technik*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH, 1986. ISBN 3-8023-0898-0.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Lumír Hružík**

Konzultant diplomové práce: Ing. Radim Friedel

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....  
19.5.2014

.....  
Munduch  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : .....  
19.5.2014

.....  
Munduch

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Bohuslav Munduch

Adresa trvalého pobytu autora práce: Za Prachárnou 15, Jihlava

### **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

Munduch, B, *Dynamika hydraulického obvodu uzlu zatěžkavacích desek na slévárenské lince* : Diplomová práce. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2013, 84 s, Vedoucí práce: Hružík, L.

Diplomová práce se zabývá dynamickými ději v hydraulickém obvodu „Pojezd nakládání zatěžkavacích desek“. V práci je uvedena funkce slévárenské linky a hydraulického obvodu. Také je popsáno měření a vyhodnocení naměřené hodnoty. V závěru je sestaven simulační obvod v programu Matlab-Simulink.

### **ANNOTATION OF THESIS**

Munduch, B. *Dynamics of Hydraulic Node Circuit of Loading Plates on Foundry Line: Thesis*. VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2013, 84 s, Thesis head: Hružík, L.

This thesis deals with the dynamical processes in the hydraulic circuit " Shift loading of endurance plates" This thesis includes feature of foundry lines and hydraulic circuit and also describes the measurement and evaluation of the measured values. The final part includes the assembly of simulation circuit in Matlab-Simulink.

Chtěl bych poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Dr. Ing. Lumíru Hružíkovi, konzultantu Ing. Radimu Friedelovi za cenné rady, informace a čas strávený konzultacemi.

## Obsah

1	Úvod.....	- 1 -
2	Slévárenská linka WG1 .....	- 2 -
2.1	Popis funkce hydraulického schéma .....	- 2 -
2.1.1	Uzel nakládání desek .....	- 2 -
2.1.2	Uzel odebírání desek.....	- 3 -
2.1.3	Specifikace prvků: .....	- 4 -
3	Matematické modelování.....	- 11 -
3.1	Tvorba matematického modelu.....	- 12 -
3.2	Modely používané v hydraulických mechanismech .....	- 13 -
3.3	Hydraulické odpory.....	- 15 -
3.4	Modely potrubí se soustředěnými parametry .....	- 18 -
4	Měření.....	- 24 -
5	Simulace.....	- 31 -
5.1	Simulink-SimHydraulics.....	- 31 -
5.2	Simulační model.....	- 31 -
5.3	Nastavení modelu.....	- 31 -
5.4	Popis simulačního obvodu .....	- 32 -
5.5	Vlastní nastavení bloků .....	- 34 -
5.5.1	Subsystem Motor .....	- 34 -
5.5.2	Subsystem Zdroj .....	- 37 -
5.5.3	Subsystem Řízení.....	- 39 -
5.5.4	Subsystem Měření tlaku.....	- 41 -
5.5.5	Subsystem Měření průtoku .....	- 42 -
5.5.6	Subsystem Měření $v$ , $s$ .....	- 42 -
5.5.7	Subsystem Zatížení .....	- 43 -
5.5.8	Proporcionální rozváděč .....	- 46 -
5.5.9	Ostatní použité bloky .....	- 52 -



6	Vyhodnocení výsledků .....	- 53 -
6.1	Simulace se změněnými parametry.....	- 57 -
6.1.1	Úprava nastavení parametrů bloků .....	- 57 -
6.1.2	Závěrečné srovnání simulací .....	- 59 -
7	Závěr .....	- 62 -
8	Seznam použité literatury .....	- 64 -
9	Seznam příloh .....	- 66 -

### Seznam použitého značení

Značka	Název veličiny	Jednotka
C	kapacita vztažená na 1 metr délky	$\text{N}^{-1} \cdot \text{m}^4$
d	vnitřní průměr	m
D	odpor proti deformaci	$\text{N} \cdot \text{m}^{-5}$
E	modul pružnosti potrubí	Pa
J	moment setrvačnosti	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
K	objemový modul pružnosti kapaliny	Pa
l	délka potrubí	m
$L_{1m}$	odpor proti zrychlení vztažený na 1 metr délky	$\text{N} \cdot \text{m}^{-6} \cdot \text{s}^2$
m	hmotnost	kg
n	polytropický exponent	1
p	tlak	Pa
$\Delta p$	tlakový spád	Pa
Q	průtok	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
$R_{1m}$	odpor proti pohybu vztažený na 1 metr délky	$\text{N} \cdot \text{m}^{-8} \cdot \text{s}^2$
Re	Reynoldsovo číslo	1
$R_{lin1m}$	lineární (linearizovaný) odpor proti pohybu	$\text{N} \cdot \text{m}^{-5} \cdot \text{s}$
S	tloušťka stěny	m
t	čas	s
v	rychlost proudění	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
x	délka	m
$\eta$	dynamická viskozita	$\text{Pa} \cdot \text{s}$

$\lambda$	součinitel tření	1
$\nu$	kinematická viskozita	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
$\rho$	hustota kapaliny	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$\omega$	úhlová frekvence	$\text{s}^{-1}$
$\pi$	Ludolfovo číslo	1

## 1 Úvod

V současnosti hydraulické mechanismy nalezneme takřka v každém z průmyslových odvětví. Největší zastoupení mají v těžební, stavební a lesní technice, v hutních továrnách, energetice, potravinářství, letectví, ve výrobních strojích a zařízeních, v dopravní a manipulační technice. Díky neustálému pokroku v technologii výroby a materiálovému inženýrství stoupá kvalita provedení jednotlivých prvků a tím neustále roste oblast použití hydraulických mechanismů. Neméně důležitou roli v použití hydraulických mechanismů jsou jejich příznivé charakteristiky pohonu, možnost snadno plynule popř. stupňovitě řídit parametry nebo zabudovat hydraulický mechanismus do konstrukce stroje. S neustálými požadavky na zvýšení přesnosti, rychlosti a technickou úroveň hydraulických mechanismů byl logický krok tyto mechanismy spojit s elektronikou a výpočetní technikou, čímž došlo k vytvoření velmi přesných a snadno ovladatelných mechanismů.

S masivním rozšířením výpočetní techniky roste také význam matematického modelování hydraulických mechanismů. Díky stále dokonalejším simulačním programům lze s velmi velkou přesností simulovat jakýkoli hydraulický mechanismus a zjistit jeho charakteristiky bez potřeby jeho realizace, čímž dochází k významné úspoře času a hlavně finančních prostředků. Další výhodou matematického modelování je možnost nasimulovat hydraulický mechanismus s různými počátečními podmínkami a různými prvky pro dosažení co nejoptimálněji sestaveného hydraulického mechanismu bez konstrukčního pochybení.

Výsledky matematického modelování je nutné v konečné fázi návrhu hydraulického obvodu ověřit s experimentem, neboť každý model je do určité míry zatížen jistou chybou z důvodu zjednodušení modelu proti samotnému hydraulickému mechanismu.

Ze zadání diplomové práce bude provedeno měření charakteristik slévárenské formovací linky WG1. Nato se sestaví simulační model hydraulického obvodu a jeho nasimulované hodnoty se porovnají s naměřenými. Poté se nasimuluje chování obvodu s jinými průměry přímočarého hydromotoru a přemístěním ventilů blíže k hydromotoru za účelem vylepšení vlastností linky.

## **2 Slévárenská linka WG1**

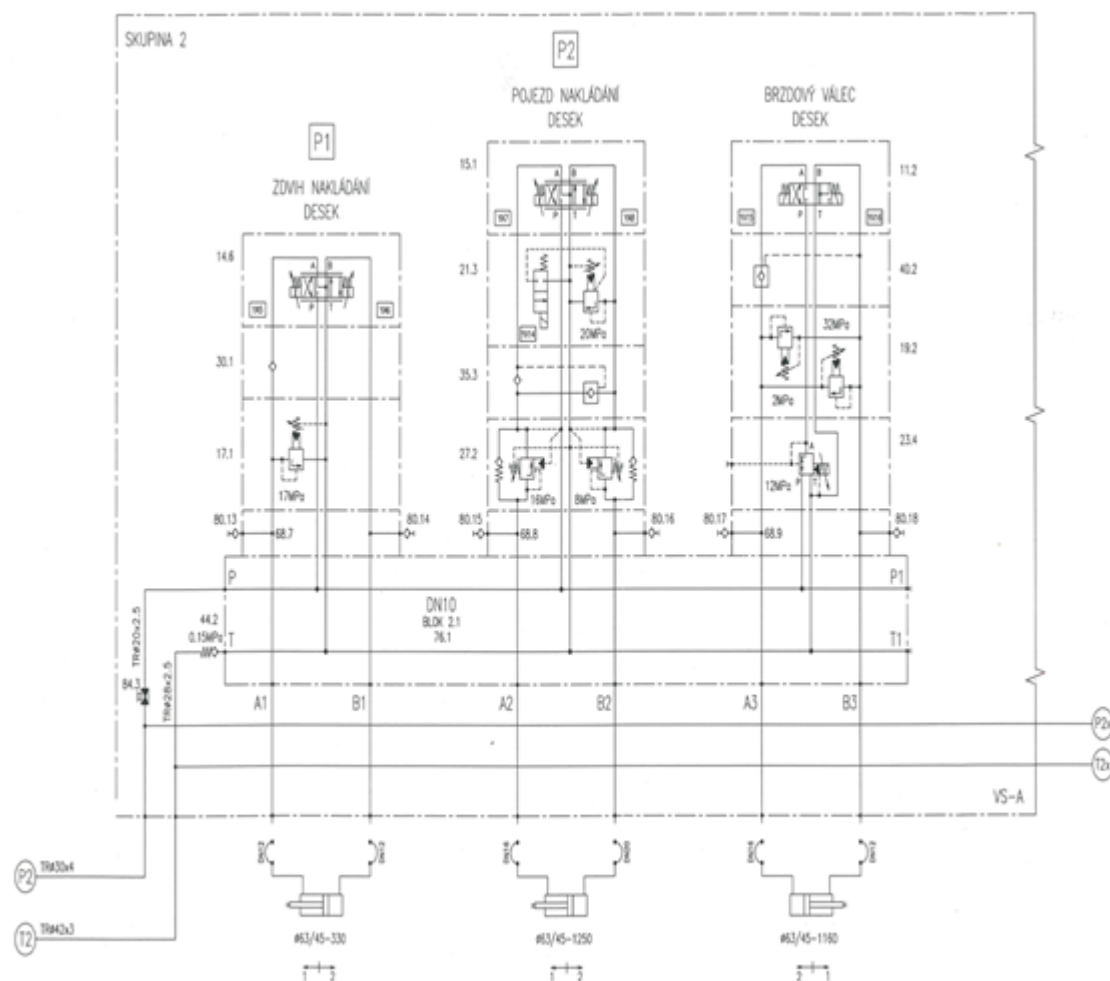
Slévárenská formovací linka WG1 slouží k odlévání jednotlivých žebírků radiátorů. V jednotlivých operacích se na lince otiskne vnější tvar žebra do svrchní a spodní části poloformy tvořenou formovací směsí, mezi které se posléze vloží jádro tvořící vnitřní geometrii žebra. Po složení svrchní a spodní části poloformy je před samotným litím celá forma zatížena zatěžkávací deskou, která zabraňuje nadzvednutí svrchní poloformy při samotném odlévání. Po odlití putují formy po 40 metrů dlouhé trati, na níž litina postupně tuhne a na konci této trati je z formy sundána zatěžkávací deska. Po jejím sundání je posléze odlitek vyražen, navěšen na podvěsný dopravník a putuje k dalšímu zpracování. Formovací směsi jsou připravovány na kyvadlových rychlomísčích, směsi jsou složeny z vratného písku, nového písku, betonitu, ledku a vody. Zdrojem tekuté litiny jsou dvě předpecí s indukčním ohřevem o celkovém objemu 22 tun.

Pro účely měření DP byl vybrán úsek linky označený jako uzel zatěžkávacích desek. Tento uzel se skládá ze šesti hydraulických obvodů, které zajišťují nakládání a odebírání desek. Tři z těchto obvodů slouží k nakládání desek a zbylé tři k odebírání.

### **2.1 Popis funkce hydraulického schéma**

#### **2.1.1 Uzel nakládání desek**

Na začátku linky po kolejové trati přijede forma pro odlitek na místo, kde se na formu položí zatěžkávací deska. Poté se hydromotor „zdvih nakládání desek“ zasune a přes pákový mechanismus zdvihne desky z mezipolohy a z válečkové trati. Pak se hydromotor „pojezd nakládání desek“ vysune a přesune zatěžkávací desky nad formu a mezipolohu. Poté se hydromotor „zdvih nakládání desek“ vysune a položí desky na své místo a hydromotor „pojezd nakládání desek“ se vrací do výchozí polohy. Nakonec se vysune hydromotor „brzdňák desek“ a při svém návratu umístí novou zatěžkávací desku na válečkovém dopravníku na své místo, čímž se dokončí jeden cyklus uzlu.



Obr. 1 Uzel nakládání desek [11]

## 2.1.2 Uzel odbírání desek

Poté co forma se zatěžkavací deskou dorazí na konec kolejové tratě, je tato deska sundána. Zdvih desky zajišťuje hydromotor „zdvih odbírání desek“, který se zasune a přes pákový mechanismus zvedne zatěžkavací desku z formy i z mezipolohy. Poté se hydromotor „pojezd odbírání desek“ zasune a přemístí desky z mezipolohy a z formy na válečkovou trať a do mezipolohy. Hydromotor „zdvih odbírání desek“ nato obě desky položí na své místo. Následně se hydromotor „pojezd odbírání desek“ znovu vysune a vrátí mechanismus do výchozí polohy. Nakonec hydromotor „tlačný váleček desek“ posune zatěžkavací desku po válečkové trati a tím uvolní místo pro další desky.



Ve specifikaci uvádím jen základní parametry prvků, další parametry a charakteristiky jsou k dostání na stránkách výrobců [11].

-výrobce	HYTOS
-pracovní tlak	180 bar
-pracovní průtok	640 dm <sup>3</sup> /min

### **Nádrž**

-výrobce	HYTOS
-objem nádrže	2000 dm <sup>3</sup>

### **Hydrogenerátory**

-typ	4x A10VSO140DRG/31R-PPB12 N0-axiální pístové regulační
-výrobce	Bosch-Rexroth
-průtok	0-144 cm <sup>3</sup> /ot
-tlak	250 bar

### **Elektromotory**

-typ	4x 1LG4 253-4AA61
-výrobce	Siemens
-výkon	55 kW
-otáčky	1480 min <sup>-1</sup>
-napětí	400 V

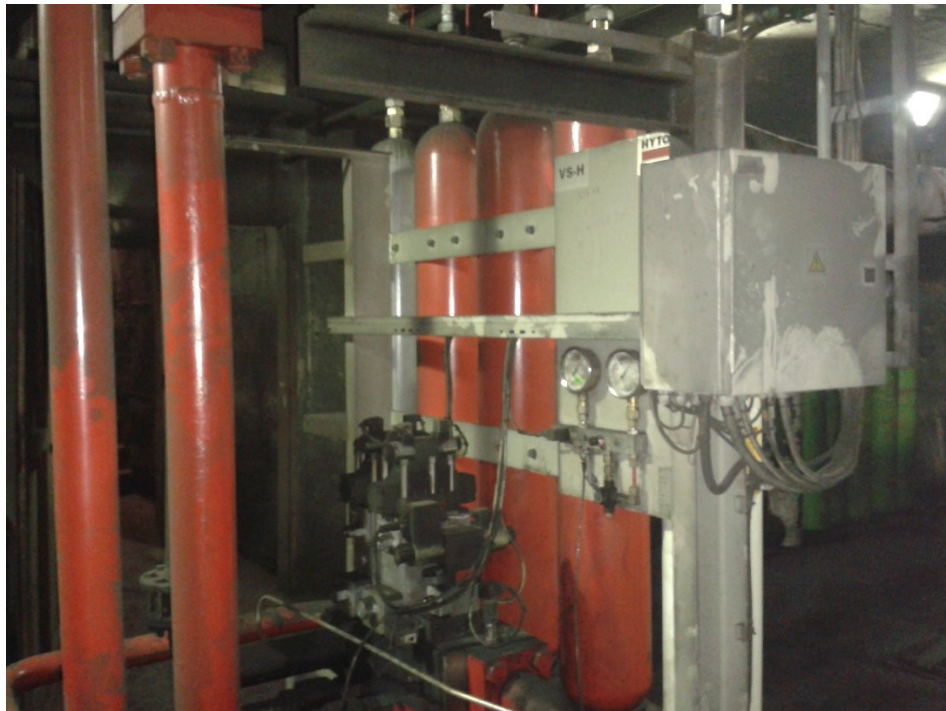


Obr. 3 Hydraulický agregát



### **Pístový akumulátor**

-typ	SK 210-20PP-252/212A-210 ED18
-výrobce	HYTOS
-objem	20 l
-tlak	210 bar



Obr. 4 Pístové akumulátory

### **Uzel zatěžkávacích desek:**

#### **Přímočaré hydromotory:**

-typ.....	2x Ø63/45-330-IH-REG
-výrobce.....	HydrauliCS s.r.o.
-průměr pístu.....	63 mm
-průměr pístnice.....	45 mm
-zdvih pístu.....	330 mm

-typ.....	2x Ø63/45-1250-IH-REG
-výrobce.....	HydrauliCS s.r.o.
-průměr pístu.....	63 mm
-průměr pístnice.....	45 mm
-zdvih pístu.....	1250 mm

-typ.....	2x Ø63/45-1160-IH-REG
-výrobce.....	HydrauliCS s.r.o.
-průměr pístu.....	63 mm
-průměr pístnice.....	45 mm
-zdvih pístu.....	1160 mm

**Proporcionální rozváděče:**

-typ.....	PRM4-103Y11/60-24E01 (14.6, 14.7, 15.1, 15.2)
-výrobce.....	HYTOS
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	320 bar
-maximální průtok.....	80 dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup>
-napájecí napětí.....	24 V DC
-řídící signál.....	4-20 mA

-typ.....	PRM4-103Z11/60-24E01 (14.8)
-výrobce.....	HYTOS
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	320 bar
-maximální průtok.....	80 dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup>
-napájecí napětí.....	24 V DC
-řídící signál.....	4-20 mA

**Rozváděče:**

-typ.....	RPE3-103B41/02400E1K2 (11.2)
-výrobce.....	HYTOS
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	320 bar
-maximální průtok.....	120 dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup>

**Přepouštěcí ventil-modulový**

-typ.....	VPN2-10/MA-21S (17.1, 17.2)
-výrobce.....	HYTOS
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	320 bar
-maximální průtok.....	150 dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup>

**Přepouštěcí ventil-modulový**

-typ.....	VPN2-10/MC-21S (19.2)
-výrobce.....	HYTOS
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	320 bar
-maximální průtok.....	150 dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup>

**Přepouštěcí ventil s odlehčením**

-typ.....	YRET-LAN-TA (21.3, 21.4)
-výrobce.....	SUN Hydraulic
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	210 bar
-maximální průtok.....	120 dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup>

### **Přepouštěcí ventil s odlehčením**

-typ.....	YREU-LAN-TA (21.5)
-výrobce.....	SUN Hydraulic
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	210 bar
-maximální průtok.....	120 dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup>

### **Redukční ventil**

-typ.....	VRN2-10/MP-21S (23.4)
-výrobce.....	HYTOS
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	210 bar
-maximální průtok.....	40 dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup>

### **Vyvažovací ventil modulový**

-typ.....	CWEK-LHN-NBY (27.2)
-výrobce.....	SUN Hydraulic
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	210 bar
-maximální průtok.....	120 dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup>

### **Jednosměrný ventil-modulový**

-typ.....	CXFA-XAN-DBK (30.1, 30.2)
-výrobce.....	SUN Hydraulic
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	210 bar
-maximální průtok.....	120 dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup>

### **Jednosměrný ventil-modulový**

-typ.....	CXFA-XAN-DBJ (31.3)
-výrobce.....	SUN Hydraulic
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	210 bar
-maximální průtok.....	120 dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup>

### **Regenerativní deska**

-typ.....	YDEV-XCN-BA (35.3, 36.4)
-výrobce.....	HYTOS
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	210 bar
-maximální průtok.....	120 dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup>

### **Hydraulický zámek**

-typ.....	VJR2-10/MA (40.2)
-výrobce.....	HYTOS
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	320 bar
-maximální průtok.....	100 dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup>

### **Měřicí mezideska**

-typ.....	JS10 (68.7-68.12)
-výrobce.....	HYTOS
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	320 bar

### **Řadová deska**

-typ.....	2HSR 10-35/01C
-výrobce.....	Bosch-Rexroth
-jmenovitá světlost.....	DN 10
-maximální tlak.....	315 bar
-šroubení.....	G1“(P, T), G3/4“(A, B)

### **Měřicí rychlospojka**

-typ.....	SMK 20-G1/4-PC (80.13- 80.24)
-výrobce.....	Stauff
-šroubení.....	G 1/4“ M16x2
-maximální tlak.....	630 bar

## **3 Matematické modelování**

Důležitou součástí návrhu hydraulického mechanismu je sestavení modelu mechanismu. Při sestavování modelu mechanismu uvažujeme i dynamiku mechanismu. Model můžeme sestavit pomocí starší, ale velmi dobře propracované experimentální metody v hydraulické laboratoři nebo pomocí matematické metody.

Experimentální metoda spočívá v sestavení modelu hydraulického stroje nebo zařízení v hydraulické laboratoři, kde se poté ověřují teoretické předpoklady návrhu a zjišťují se skutečné vztahy mezi jednotlivými veličinami v obvodu. Po prozkoumání chování modelu lze zavést opravné koeficienty do teoretických rovnic a všechny výsledky získané na modelu poté aplikovat na samotné dílo. Hlavní nevýhodou experimentální metody je, že některé jevy nelze simulovat na modelu, zejména se jedná o oblast termodynamiky a přenosu tepla.

Z tohoto důvodu se dnes stále více používá matematická metoda vytváření modelu. V této metodě se využívá aplikace fyzikálních zákonů. Díky této metodě lze vytvářet modely různorodých modelů, ať už se jedná o mechanické, hydraulické, elektrické nebo tepelné systémy. Matematické modelování spočívá v tom, že z naměřených význačných veličin se pomocí identifikačních metod sestaví matematický model. Tento matematický model se skládá z [1]:

- algebraických rovnic
- obyčejných diferenciálních rovnic
- parciálních diferenciálních rovnic
- 

Tyto rovnice poté můžeme řešit:

- analyticky-exaktně, pomocí laplaceovy transformace pro linearizované případy
- numericky-analogově, číslíkově (Eulerova metoda, Runge-Kutta, metoda charakteristik, obecná diferenční metoda)

K následné simulaci chování systému lze využít obecných programovacích jazyků, jako jsou Pascal, Fortran, Mathcad, Matlab, Dynast, Sipro nebo komerčně vytvořených programovacích balíků-Simula, Simet, Hyvos, Flowmaster, Matlab-SimHydraulics.

Při výpočtu matematického modelu můžeme použít analytickou nebo numerickou metodu.

### **Analytická metoda**

Tato metoda spočívá v nalezení řešení matematického výrazu jako funkci času a prostorových souřadnic. Tato metoda je vhodná pro jednodušší úlohy. Složitější úlohy je nutné zjednodušit, ale je nutné zachovat danému modelu jeho věrohodnost.

### **Numerické modely**

Numerické metody nachází stále větší uplatnění díky rozvoji výpočetní techniky. Jejich hlavní výhodou je, že jsou schopné řešit i nelinearizované úlohy se složitými okrajovými podmínkami ve složitých oblastech.

## **3.1 Tvorba matematického modelu**

Matematický model vytvoříme tak, že daný prvek rozložíme na dílčí části, které jsou schopné samostatné činnosti, které můžeme popsat základními rovnicemi. Tento postup se dá aplikovat na jakýkoli systém, ať už jde o tekutinový, elektrický, tepelný nebo mechanický. Při porovnání těchto rovnic mezi jednotlivými systémy můžeme nalézt podobnost, čehož se využívá v uplatňování poznatků mezi jednotlivými systémy. Například při výpočtu hydraulických veličin šlo o snahu naléznout odpovídající veličiny

k elektrickým veličinám, jako jsou ohmický odpor, kapacita nebo indukčnost. Těmto veličinám v hydraulice odpovídají odpory proti pohybu, deformaci a zrychlení.

## 3.2 Modely používané v hydraulických mechanismech

### Metoda soustředěných parametrů

Tato metoda využívá nahrazení obvodu hydraulického mechanismu, popř. jeho části zjednodušeným modelem, v němž jsou dynamické parametry soustředěny do charakteristických míst. Tyto dynamické parametry jsou odpor proti pohybu, zrychlení a deformaci. Za předpokladu, že je v obvodu jednorozměrné proudění závislé na čase  $t$ , pak časové průběhy tlaku  $p(t)$  a průtoku  $Q(t)$  jsou uvažovány tak, jako by probíhali po celé délce potrubí hydraulického obvodu současně, tj. bez vlivu délky úseku. Tuto metodu využívá např. Matlab-SimHydraulics.[4]

### Metoda rozložených parametrů

Nejdokonalejší, ale velmi pracná metoda. Dynamické parametry odporu proti pohybu, zrychlení a deformaci jsou rozloženy v systému spojitě a chování systému je popsáno pomocí změn tlaků, průtoků v čase a prostoru parciálními diferenciálními rovnicemi. Tato metoda je výhodná zejména pro systémy s dlouhým potrubím.

Předpokladem je, že se jedná o jednorozměrné proudění. Pak jsou nezávisle proměnnými veličinami poloha  $x$  a čas  $t$  a závisle proměnnými tlak  $p=p(x,t)$  a průtok  $Q=Q(x,t)$ . [4]

Vycházíme z rovnic kontinuity (3.1) a z pohybové rovnice (3.2)

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{1}{C_{1m}} \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} + R_{1m}Q^2 + L_{1m} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (3.2)$$

$R_{1m}$ ,  $L_{1m}$  a  $C_{1m}$  jsou dynamické parametry vztažené na jeden metr délky potrubí



## Modelování soustavou přenosových funkcí

Nejvhodnější pro lineární nebo linearizované přenosové systémy. Řeší se pomocí Laplaceovy transformace odvozené z teorie elektrických obvodů. Hydraulické mechanismy jsou však nelineární systémy, proto je třeba je v místě pracovního bodu linearizovat.

Při linearizaci vycházíme ze tří rovnic popisujících důležité parametry potrubí.

Odpor proti pohybu

$$R_{lin1m} = \frac{128}{\pi} \cdot \frac{\rho \cdot v}{d^4} [m^{-5} \cdot N \cdot s] \quad R_{1m} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\rho \cdot \lambda}{d^5} [m^{-8} \cdot N \cdot s^2] \quad (3.3)$$

Hydraulická kapacita

$$C_{1m} = \frac{S}{K} \cdot \left(1 + \frac{Kd}{Es}\right) [m^4 \cdot N^{-1}] \quad (3.4)$$

Odpor proti zrychlení

$$L_{1m} = \frac{\rho}{S} [m^{-6} \cdot N \cdot s^2] \quad (3.5)$$

Získanou soustavu parciálních diferenciálních rovnic vyřešíme Laplaceovou transformací, čímž dostaneme soustavu obyčejných diferenciálních rovnic. Poté vytvoříme podíl vstupní a výstupní veličiny Laplaceových obrazů při počátečních podmínkách a dostaneme komplexní číslo. Abychom mohli určit vlastnosti přenosu, provedeme frekvenční analýzu, určíme reálnou a imaginární část a pro grafické řešení určíme amplitudu a fázi přenosu. Nakonec sestojíme amplitudovou a fázovou charakteristiku.

### 3.3 Hydraulické odpory

Při vytváření matematického modelu používáme kombinaci tří základních druhů odporů (odpor proti pohybu, deformaci a zrychlení). Obdobně jako u elektrických schémat lze pomocí těchto tří základních odporů vytvořit model jakéhokoli prvku.

#### Odpor proti pohybu

Tento odpor představuje součet všech odporů kapaliny proti proudění tj. třecí a místní ztráty. Tento odpor dělíme dle režimu proudění na laminární a turbulentní. Při turbulentním režimu proudění je tento odpor kvadraticky závislý na hodnotě průtoku, proto je třeba v oblasti pracovního bodu charakteristiku nearizovat.[1]



Obr. 5 Odpor proti pohybu[1]

Při výpočtu tohoto odporu vycházíme ze vztahu:

$$R = \frac{d(\Delta p)}{dQ_v} \quad (3.6)$$

Úpravou vztahu (3.6) dostaneme rovnici pro tlakový spád na prvku:

$$\Delta p = R \cdot Q^n \quad (3.7)$$

Kde koeficient  $n$  zohledňuje režim proudění,  $n=1$ ...laminární proudění,  $n=2$ ...turbulentní proudění

V režimu laminárního proudění se součinitel třecí ztrát  $\lambda$  spočítá jako:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.8)$$

Pak výsledný odpor proti pohybu je:

$$R_{lam} = \frac{128 \cdot v \cdot \rho \cdot l}{\pi \cdot d^4} \quad [kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}] \quad (3.9)$$

V režimu vyvinutého turbulentního proudění se součinitel třecích ztrát  $\lambda$  spočítá jako:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (3.10)$$

Pak výsledný odpor proti pohybu je:

$$R = \frac{8 \cdot \lambda \cdot \rho \cdot l}{\pi^2 \cdot d^5} \quad [kg \cdot m^{-7} \cdot s^{-2}] \quad (3.11)$$

### Odpor proti zrychlení

Tento odpor představuje součet setrvačností kapaliny a pohybujících se hmot jako jsou píst, pístnice nebo pružina. V některých případech je tento odpor nazýván hydraulická indukčnost.[1]



Obr. 6 Odpor proti zrychlení[1]

Při výpočtu tohoto odporu vycházíme ze vztahu:

$$\Delta p = L \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (3.12)$$

Z něhož vyjádříme obecný tvar odporu proti zrychlení:

$$L = \frac{\Delta p}{\frac{dQ}{dt}} \quad (3.13)$$

Dalšími úpravami dostaneme vztah pro odpor proti zrychlení u přímočarého pohybu:

$$L = \frac{m}{S^2} [kg \cdot m^{-4}] \quad (3.14)$$

Nebo odpor proti zrychlení u rotačního pohybu:

$$L = \left( \frac{2 \cdot \pi}{Vg} \right)^2 \cdot J [kg \cdot m^{-4}] \quad (3.15)$$

### Odpor proti deformaci

Tento odpor představuje vliv stlačitelnosti kapaliny na celkový objem kapaliny, může také představovat akumulátor, pružinu, nebo deformaci hadice vlivem tlakové energie.[1]



Obr. 7 Odpor proti deformaci[1]

Při výpočtu tohoto odporu vycházíme ze vztahu:

$$D = \frac{d(\Delta p)}{d(\Delta V)} = \frac{1}{Q} \cdot \frac{d\Delta p}{dt} \quad (3.16)$$

Vytvoříme-li převrácenou hodnotu odporu proti deformaci, získáme hydraulickou kapacitu:

$$C = \frac{1}{D} = \frac{Q}{\frac{d\Delta p}{dt}} = \frac{dV}{d\Delta p} \quad (3.17)$$

Pak bude tlakový spád na délce  $l$  dán vztahem:

$$\Delta p = \frac{1}{C} \cdot \int Q \cdot dt \quad (3.18)$$

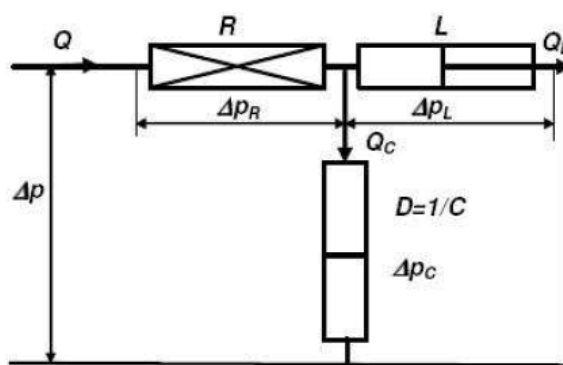
Příčemž kapacita potrubí je dána vztahem:

$$C = \frac{V}{K} \cdot \left( 1 + \frac{K \cdot d}{E \cdot S} \right) \quad (3.19)$$

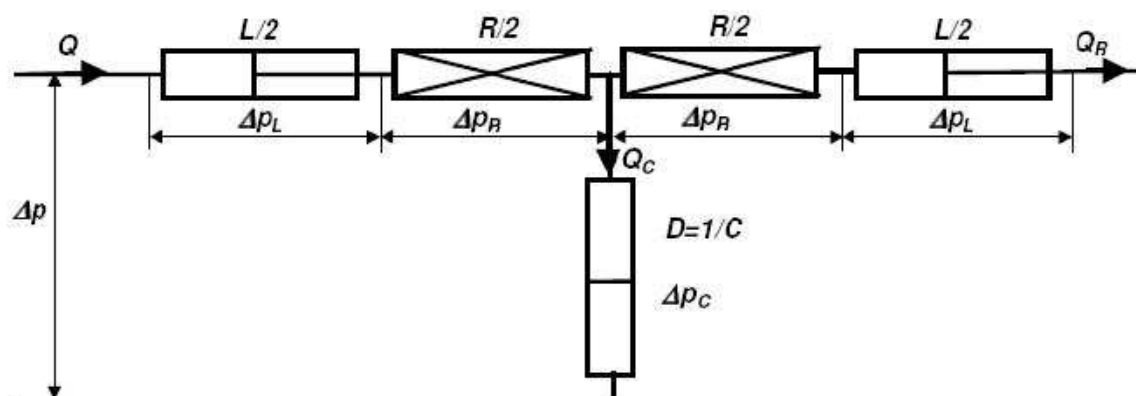
### 3.4 Modely potrubí se soustředěnými parametry

Při modelování potrubních systémů vycházíme z metody soustředěných parametrů, kdy používáme odpor proti pohybu, zrychlení a deformaci spolu s ideálními zdroji tlaku. Pomocí kombinace těchto prvků lze vytvořit model jakéhokoli prvku. Výhodou této metody je, že při správném nastavení daných prvků je tato metoda dostatečně přesná pro technickou aplikaci.

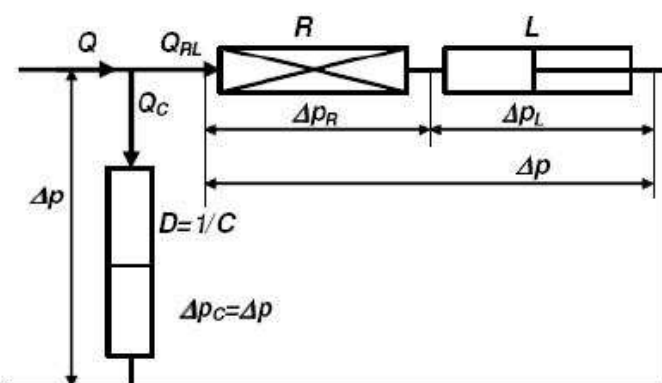
Dané odpory  $R$ ,  $L$ ,  $C$  můžeme sestavovat sériově, paralelně nebo obecně. Výpočet takto sestavených obvodů se provádí analogicky jako u elektrických zapojení s využitím Kirchhoffových zákonů, kdy zákon o uzlech vychází rovnici kontinuity a odpovídá 1. Kirchhoffovu zákonu a zákon o okruzích, který říká, že součet tlakových spádů na odporech v okruhu je roven nule a odpovídá 2. Kirchhoffovu zákonu. Nejčastěji používané zapojení jsou T-článek, symetrický T-článek, L-článek a  $\pi$ -článek.



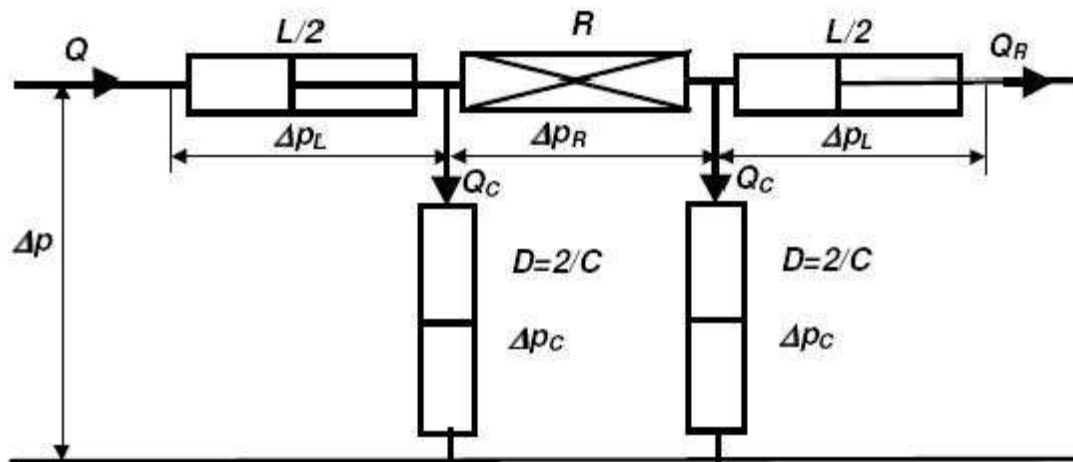
Obr. 8 T-článek [1]



Obr. 9 Symetrický T-článek [1]



Obr. 10 L-článek [1]



Obr. 11  $\pi$ -článek [1]

### Výpočet pro T-článek

Aplikujeme-li zákon o okruzích a zákon o uzlech na T-článek na Obr.8 , získáme následující rovnice [1]:

$$\Delta p = \Delta p_R + \Delta p_L = \Delta p_R + \Delta p_C \Rightarrow \Delta p_L = \Delta p_C \quad (3.20)$$

$$Q = Q_C + Q_L \Rightarrow \frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_C}{dt} + \frac{dQ_L}{dt} \quad (3.21)$$

Přičemž platí, že:

$$\Delta p_R = R_{lin} \cdot Q \quad (3.22)$$

$$\Delta p_C = R_{lin} Q + \frac{1}{C} \int Q_C dt \quad (3.23)$$

Poté pro laminární nebo linearizované proudění platí, že:

$$\frac{dQ_C}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} - CR_{lin} \frac{d^2 Q}{dt^2} \quad (3.24)$$

$$\Delta p = R_{lin} \cdot Q + L \frac{dQ_L}{dt} \Rightarrow \frac{dQ_L}{dt} = \frac{\Delta p}{L} + \frac{R_{lin}}{L} Q \quad (3.25)$$

Dosazením získáme rovnici:

$$\frac{dQ}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} - CR_{lin} \frac{d^2 Q}{dt^2} + \frac{\Delta p}{L} + \frac{R_{lin}}{L} Q \quad (3.26)$$

A jejím následným upravením získáme výslednou rovnici:

$$R_{lin}LC \frac{d^2 Q}{dt^2} + L \frac{dQ}{dt} + R_{lin}Q = LC \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} + \Delta p \quad (3.27)$$

V případě turbulentního proudění je výpočet následující:

$$\Delta p_R = R \cdot Q^2 \quad (3.28)$$

$$\Delta p_C = RQ^2 + \frac{1}{C} \int Q_C dt \quad (3.29)$$

Úpravou vzorce získáme rovnici:

$$\frac{dQ_C}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} - CR \frac{d^2(Q^2)}{dt^2} \quad (3.30)$$

$$\frac{dQ_C}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} - 2CR \left( \frac{dQ}{dt} \right)^2 - 2RCQ \frac{d^2 Q}{dt^2} \quad (3.31)$$

$$\Delta p = RQ^2 + L \frac{dQ_L}{dt} \Rightarrow \frac{dQ_L}{dt} = \frac{\Delta p}{L} + \frac{R}{L} Q^2 \quad (3.32)$$

Dosazením získáme rovnici:

$$\frac{dQ}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} - 2CR \left( \frac{dQ}{dt} \right)^2 - 2RCQ \frac{d^2 Q}{dt^2} \frac{\Delta p}{L} + \frac{R}{L} Q^2 \quad (3.33)$$



A jejím následným upravením získáme výslednou rovnici:

$$2RLCQ \frac{d^2Q}{dt^2} + 2RLC \left( \frac{dQ}{dt} \right)^2 + L \frac{dQ}{dt} + RQ^2 = LC \frac{d^2\Delta p}{dt^2} + \Delta p \quad (3.34)$$

Analýzou rovnic (3.27) a (3.34) zjistíme, že hodnoty průtoku a tlaku jsou druhého řádu. Taktéž není ani u jedné z rovnic na pravé straně odporový člen R. Vzhledem k absenci členu R na pravé straně by řešení těchto diferenciálních rovnic druhého řádu vedlo k exponenciálně nebo harmonické netlumení křivce. Proto tento prvek není příliš vhodný k výpočtu tlaku.

### Výpočet pro L-článek:

Aplikujeme-li zákon o okruzích a zákon o uzlech na T-článek (Obr.8), získáme následující rovnice[1]:

$$\Delta p = \Delta p_R + \Delta p_L = \Delta p_C \quad (3.35)$$

$$Q = Q_{RL} + Q_C \quad (3.36)$$

Přičemž platí, že:

$$Q_{RL} = \frac{1}{L} \int \Delta p_L \cdot dt \quad (3.37)$$

$$Q_C = C \frac{d\Delta p}{dt} \quad (3.38)$$

Poté pro laminární nebo linearizované proudění platí, že:

$$Q_{RL} = \frac{\Delta p_R}{R_{lin}} \quad (3.39)$$

$$Q = C \frac{d\Delta p}{dt} + \frac{\Delta p_R}{R_{lin}} \Rightarrow \Delta p_R = R_{lin} Q - R_{lin} C \frac{d\Delta p}{dt} \quad (3.40)$$

$$Q = C \frac{d\Delta p}{dt} + \frac{1}{L} \int \Delta p_L dt \Rightarrow \frac{dQ}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} + \frac{\Delta p_L}{L} \Rightarrow \Delta p_L = L \frac{dQ}{dt} - LC \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} \quad (3.41)$$

Dosazením a následnou úpravou získáme rovnici:

$$LC \frac{d^2(\Delta p)}{dt^2} + R_{lin} C \frac{d(\Delta p)}{dt} + \Delta p = L \frac{dQ}{dt} + R_{lin} Q \quad (3.42)$$

V případě turbulentního proudění je výpočet následující:

$$Q_{RL} = \sqrt{\frac{\Delta p_R}{R}} \quad (3.43)$$

$$Q = C \frac{d\Delta p}{dt} + \sqrt{\frac{\Delta p_R}{R}} \Rightarrow \Delta p_R = R \left( Q - C \frac{d\Delta p}{dt} \right)^2 \quad (3.44)$$

$$Q = C \frac{d\Delta p}{dt} + \frac{1}{L} \int \Delta p_L dt \Rightarrow \frac{dQ}{dt} = C \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} + \frac{\Delta p_L}{L} \Rightarrow \quad (3.45)$$

$$\Rightarrow \Delta p_L = L \frac{dQ}{dt} - LC \frac{d^2 \Delta p}{dt^2} \quad (3.46)$$

Dosazením a následnou úpravou získáme rovnici:

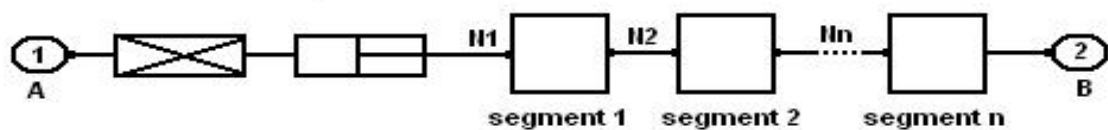
$$LC \frac{d^2(\Delta p)}{dt^2} + 2RCQ \frac{d(\Delta p)}{dt} - RC^2 \left( \frac{d(\Delta p)}{dt} \right)^2 + \Delta p = L \frac{dQ}{dt} + RQ^2 \quad (3.47)$$

Analýzou rovnic (3.42) a (3.47) zjistíme, že hodnoty průtoku a tlaku jsou druhého řádu. Můžeme si zvolit libovolnou proměnnou a společně s danými počátečními podmínkami dané rovnice řešit numerickou metodou.

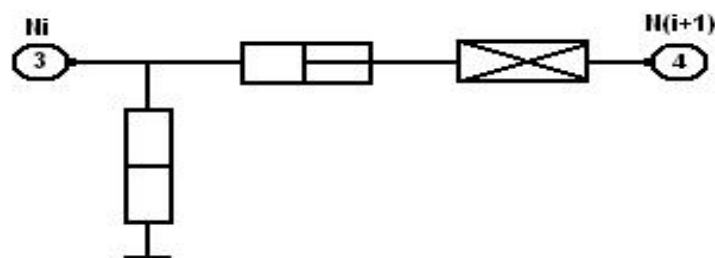
## Segmentové potrubí

Příkladem kombinace některých článků je segmentové potrubí. Toto potrubí využívá software Matlab-SimHydraulics. Jedná se o potrubí kruhového průřezu, rozděleného řezy na jednotlivé části-segmenty. Každý segment je složen z odporu proti pohybu, zrychlení a deformaci zapojenými do L-článku. Před prvním segmentem je navíc umístěn odpor proti pohybu a odpor proti zrychlení zapojených do série. Proto v případě potrubí o jednom segmentu se jedná o symetrický T-článek.

### Skladba děleného potrubí



### Skladba segmentu



Obr. 12 Schéma segmentovaného potrubí

## 4 Měření

Měření na lince WG1 jsme provedli pomocí senzorů tlaku HDA 4748 (Obr.13) firmy Hydac, které jsme zapojili do odběrných míst pomocí minimess rychlospojek (Obr.14). Tyto senzory fungují na principu piezorezistivního jevu, kdy v materiálu, při pružné deformaci, dochází ke změně elektrického odporu. Průběhy tlaků jsme zaznamenali do přístroje HMG 3000, odkud jsme je posléze importovali do PC k dalšímu zpracování. V programu Excel byli vykresleny průběhy tlaků a s pomocí videozáznamu byli určeny sekvence vysouvání a zasouvání HM.

Název:	Tlakový senzor HDA 4748-H-0400-000
Výrobce:	Hydac
Šroubení:	G1/4"/M16x2
Měřicí rozsah:	0-400 bar
Přesnost:	±0,25%
Rozsah teplot:	-40/85°C

Název:	Měřicí přístroj HMG 3000
Výrobce:	Hydac
Vstupy:	4 analogové, 1 digitální
A, B,C, D	0-20 mA, 0-10 V
E, F, G	0-20 mA, 0,5-4,5 V
H	0-20 mA, ±10 V
I, J	1-30 000 Hz, max 50 V
Přesnost	
A, B,C, D	0,2% měřeného napětí
E, F, G	0,1% měřeného napětí
H	0,1% měřeného napětí
I, J	0,1% měřeného napětí
Rychlost měření	
2 analogové vstupy	0.1 ms
4 analogové vstupy	0.2 ms
Všechny vstupy	0.5 ms
SMART sensory	1 ms



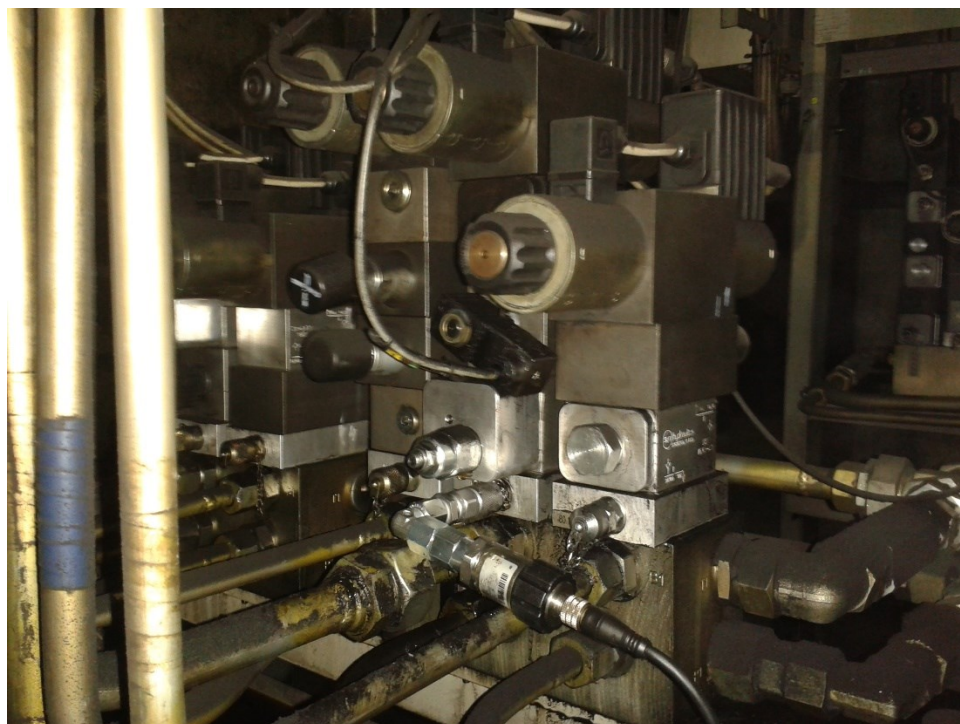
Obr. 13 Senzor tlaku HDA 4748



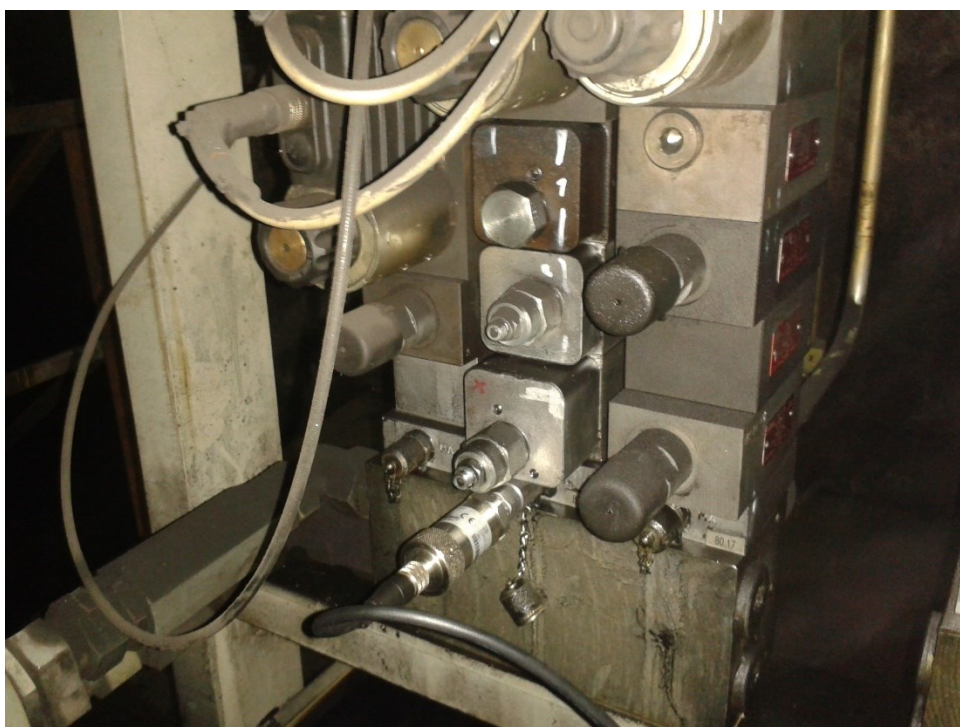
Obr. 14 Rychlospojka minimess



Obr. 15 Odběrové místo s proporcionálními rozváděči



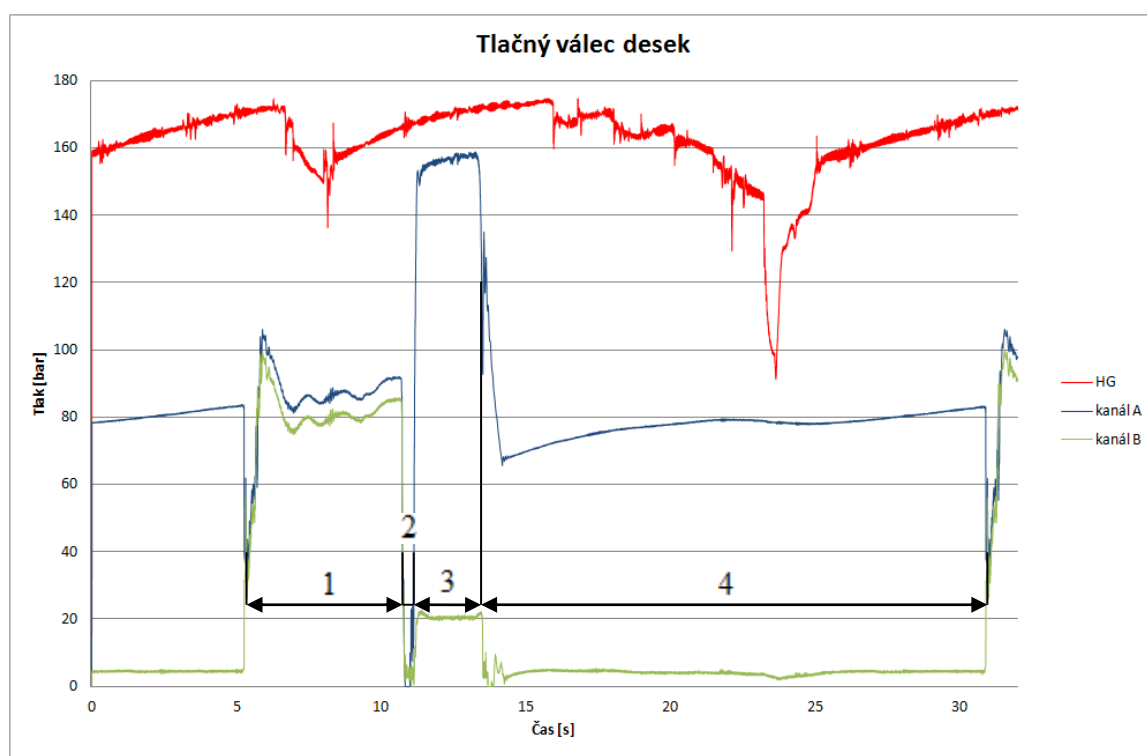
Obr. 16 Zapojení měřidel do bloku s proporcionálním rozváděčem, kanál B



Obr. 17 Zapojení měřidel do bloku s proporcionálním rozváděčem, kanál A

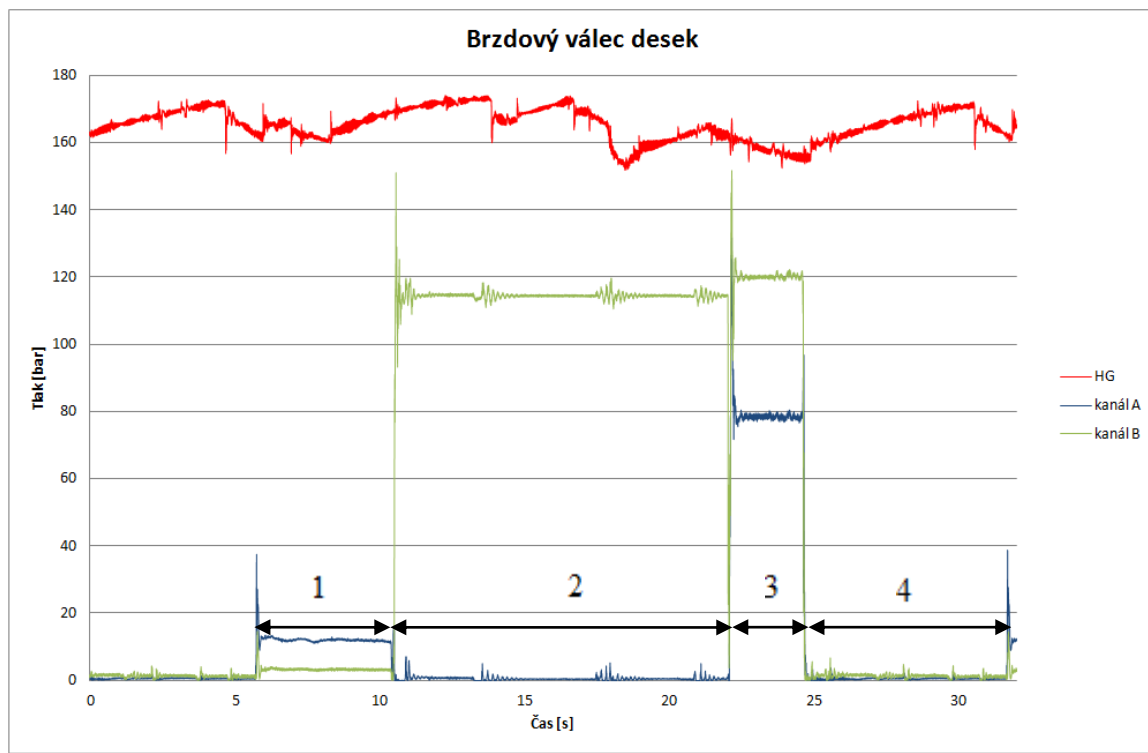


Obr. 18 Měřicí přístroj Hydac HMG 3000

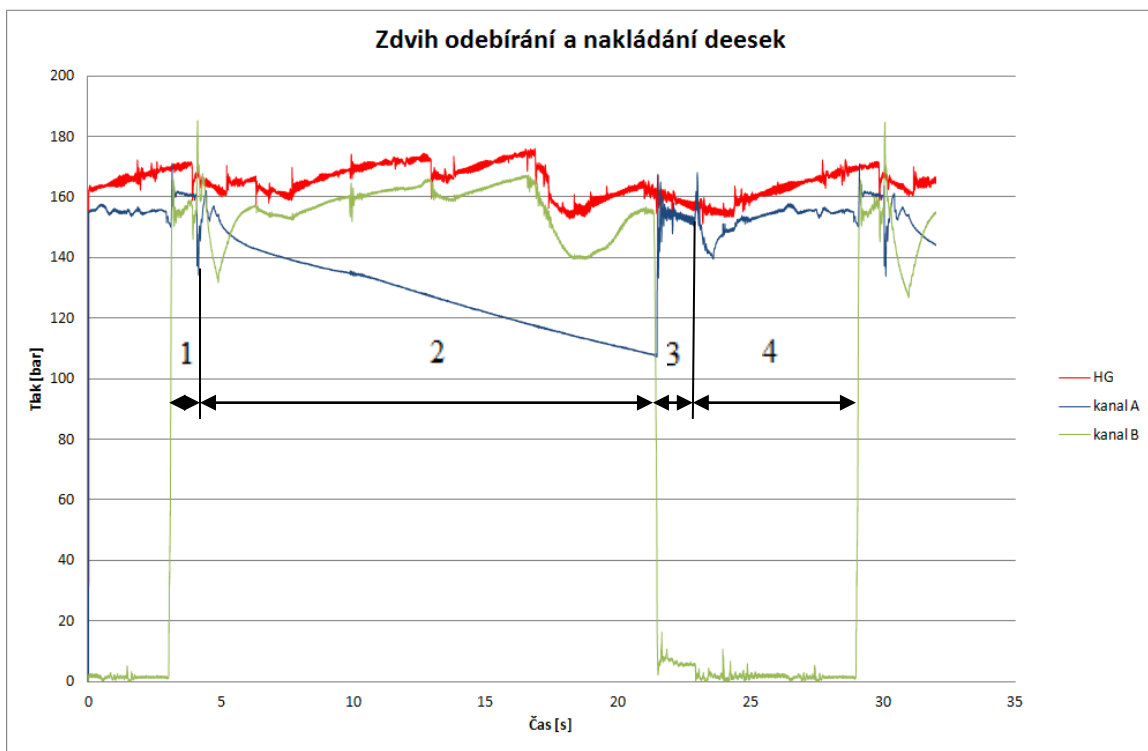


Obr. 19- Tlačný válec desek; 1-vysouvání, 2-vysunutý, 3-zasouvání, 4-zasunutý



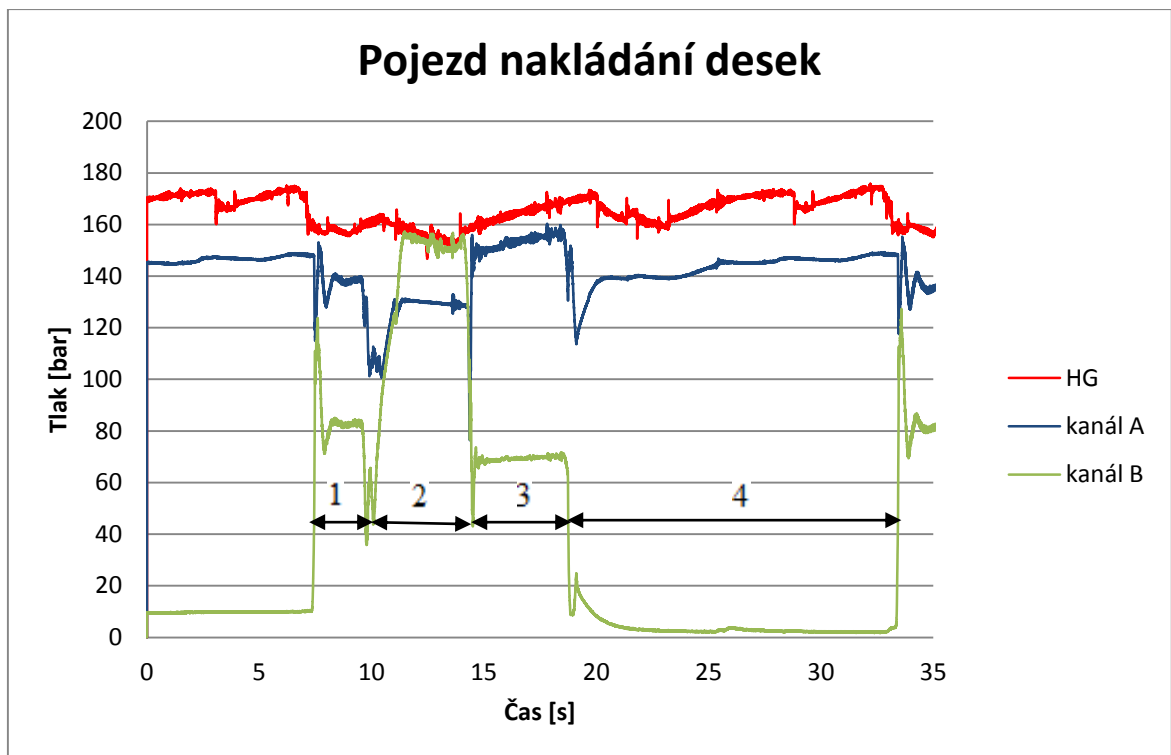


Obr. 20 Brzdový válec desek; 1-zasouvání, 2-zasunutý, 3-vysouvání, 4-vysunutý

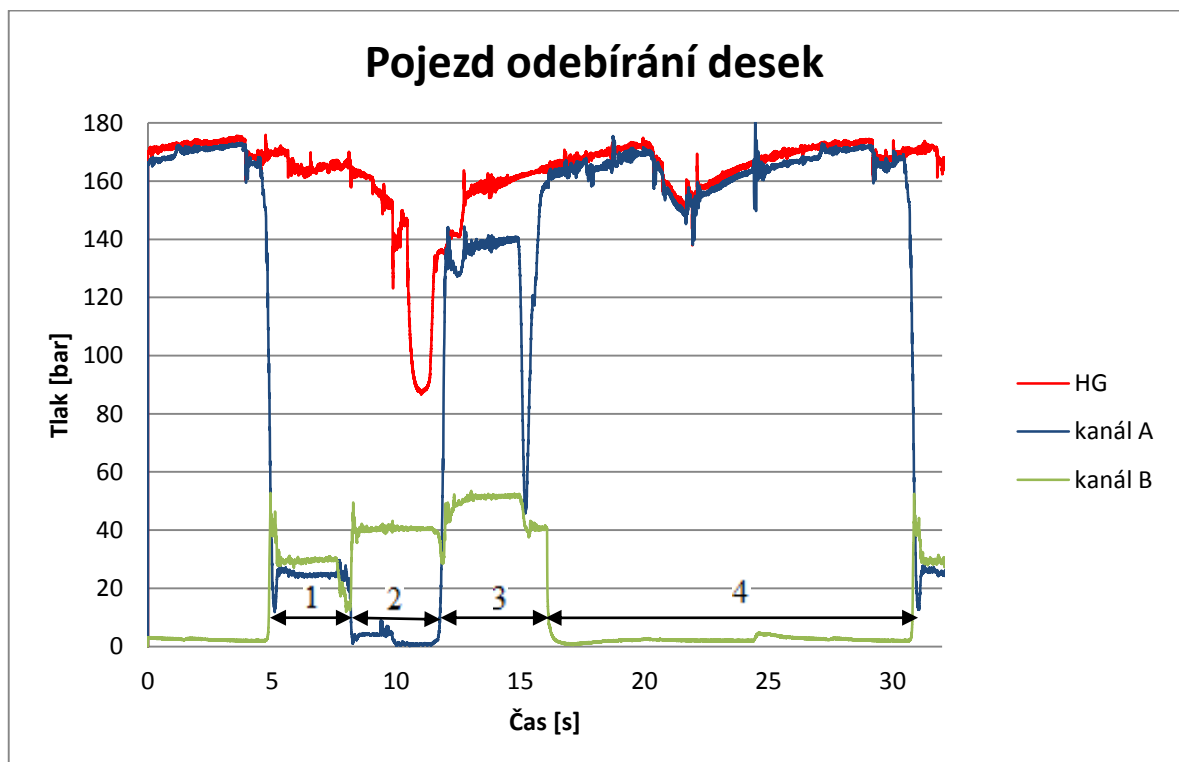


Obr. 21 Zdvih nakládání a odebrání desek; 1-vysouvání, 2-vysunutý, 3-zasouvání, 4-zasunutý





Obr. 22 Pojezd nakládání desek; 1-vysouvání, 2-vysunutý, 3-zasouvání, 4-zasunutý



Obr. 23 Pojezd odebírání desek; 1-vysouvání, 2-vysunutý, 3-zasouvání, 4-zasunutý

## 5 Simulace

Simulace jsou prováděny v programu Matlab vyvíjeného firmou Mathworks, konkrétně v jedné z jeho nástaveb Simulink-SimHydraulics. Matlab se vyznačuje velmi rychlým výpočetním jádrem a kvalitní 2D i 3D grafikou.

### 5.1 Simulink-SimHydraulics

Nástavba Simulink se používá při simulaci a modelování dynamických systémů popsaných pomocí nelineárních diferenciálních rovnic. Vytváření samotného systému se provádí jednoduše pomocí bloků obsažených v knihovně, čímž odpadá přesný popis matematického problému a tím se snižuje složitost řešení celého systému. Jednotlivé knihovny Simulinku umožňují řešit jakýkoli problém napříč celým spektrem lidské činnosti. Nás bude zajímat především knihovna SimHydraulics zaměřující se na řešení hydraulických obvodů. S pomocí přednastavených bloků popisujících jednotlivé komponenty v hydraulickém obvodu lze sestavit jakýkoli obvod, taktéž si uživatel může vytvořit vlastní bloky a vytvářet tak jednotlivé subsystémy.

### 5.2 Simulační model

Vlastní model je sestaven pomocí prvků obsažených v knihovnách SimHydraulics a Simulink tak, aby se jeho vlastnosti co nejvíce blížili skutečnému obvodu.

### 5.3 Nastavení modelu

Před samotnou simulací se musí zvolit vhodný simulační model a další parametry simulace. Toto nastavení se provede v záložce Simulation přes Model Configuration Parameters. Zde se zvolí vhodný řešitel, pro náš model to je ode15s (stiff/NDF). Taktéž zde zvolíme délku simulace.

## 5.4 Popis simulačního obvodu

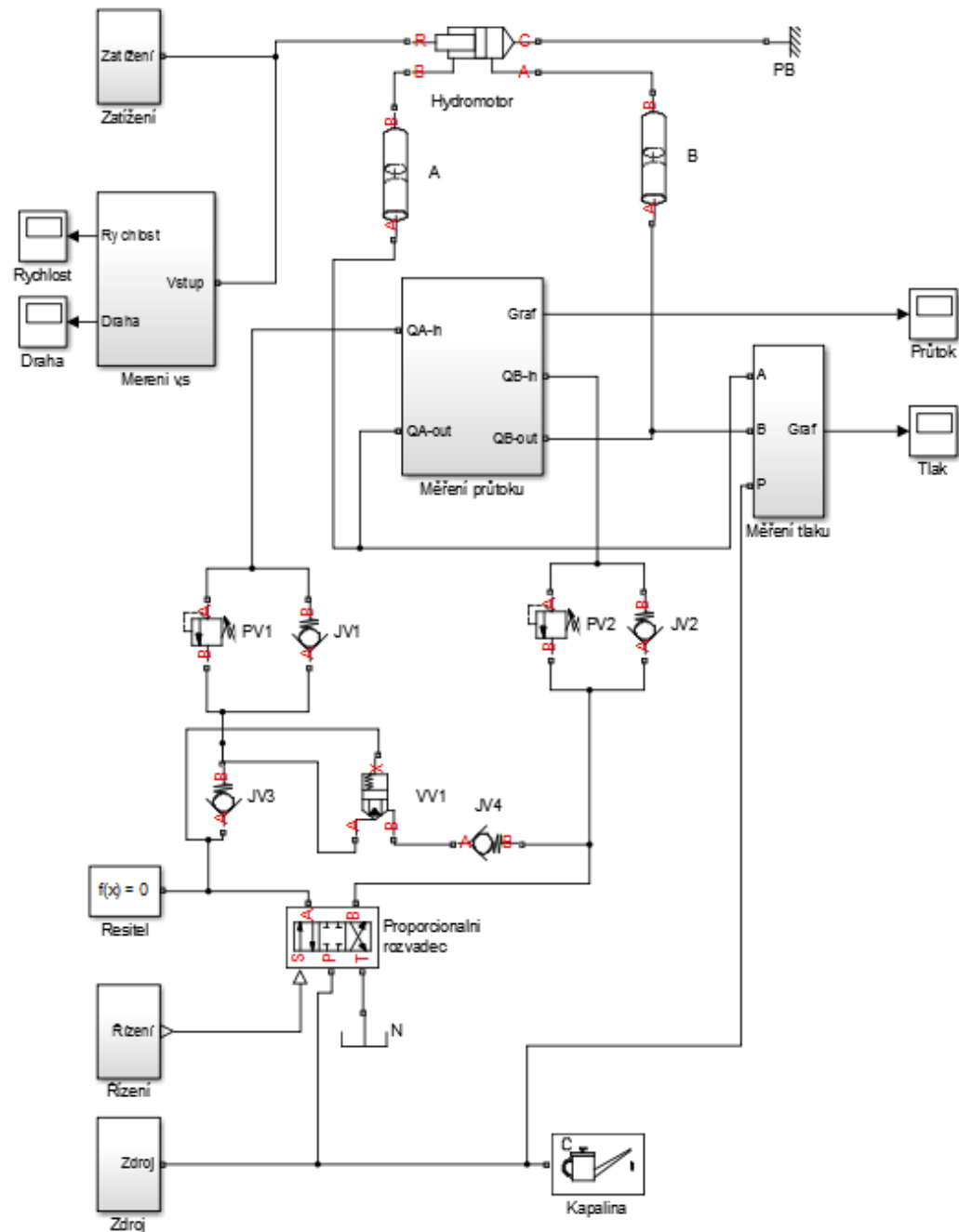
Zdrojem tlakové energie je subsystém Zdroj. Tento subsystém se skládá z hydrogenerátoru HG s regulací na konstantní tlak, který v součinnosti s jednosměrným ventilem JV, plynovým akumulátorem a pojistným ventilem PV zajišťuje stálý tlak. Subsystém Zdroj je poháněn dalším subsystémem Motor. V tomto subsystému je nastaven konstantní zdroj otáček pomocí ideálního zdroje úhlové rychlosti. Vstupní hodnotou je úhlová rychlost v  $\text{min}^{-1}$  převedená na  $\text{rad/s}$ . Výstup je zajištěn portem mezi subsystémy označený jako Hřidel. Tyto dva subsystémy dohromady tvoří model hydraulického agregátu.

Tlaková energie putuje ze Zdroje do Proporcionálního rozváděče, kde dochází k řízení průtoku tlakové kapaliny do hydromotoru. Signál řízení proporcionálního rozváděče zajišťuje subsystém Řízení, které se skládá ze Signal Builderu a Pohonu proporcionálních a servo ventilů. Výstupem tohoto subsystému je port Řízení.

Za proporcionálním rozváděčem je blok ventilů PV1, PV2, JV1, JV2, JV3, JV4 a VV1 zajišťující předeprnutí hydromotoru a diferenciální zapojení. O předeprnutí hydromotoru se starají ventily PV1 s JV1 na straně pístnice a PV2 s JV2 na straně pístu. Diferenciální zapojení zajišťují ventily JV3, JV4 a VV1. V této části modelu jsou také umístěny snímače tlaku a průtoku umístěné do subsystémů Měření tlaku a Měření průtoku sloužící k vyhodnocování stavu systému. Výstup těchto subsystémů je napojen na bloky vykreslování grafů Tlak a Průtok a také na blok záznamu dat do Workspace průtok\_A, průtok\_B, tlak\_A, tlak\_B, tlak\_P ze kterého jsou poté data exportována do Excelu ke zpracování.

Tlaková energie dále putuje přes dlouhé potrubí až k hydromotoru. Hydromotor je na straně válce zapojen k pevnému bodu PB a na straně pístnice k subsystému Zatížení, které vytváří zatížení pístnice během chodu hydromotoru. Subsystém Zatížení se skládá ze Signal builderu, vytváří signál zatížení pro blok ideálního zdroje síly a z bloku nastavení hmotnosti. Výstup ze subsystému Zatížení je port Zatížení. Na pístnici Hydromotoru je také zapojen subsystém Měření v,s, obstarávající měření rychlosti a dráhy pístnice. Tento subsystém se skládá z ideálního pohybového senzoru a na jeho výstup je připojen blok vykreslování grafu Rychlost a Dráha, také je připojen blok záznamu dat do Workspace Dráha.

Jako poslední je k obvodu připojen blok Řešitel a blok Kapalina. V těchto blocích se nastavují některé podmínky výpočtu a definuje se kapalina. Veškerým signálům je potřeba přiřadit vhodnou jednotku pomocí bloků Simulink-PS Converter a PS-Simulink Converter.



Obr. 24 Schéma modelu

Legenda:

Zdroj, Řízení, Měření tlaku,

Měření průtoku, Měření  $v$ ,  $s$ , Zatížení

subsystémy viz. Příloha B

N

Nádrž

Proporcionální rozváděč

Rozváděč 3/4

Řešitel

Konfigurace výpočtu

PV1, PV2

Pojistný ventil

JV1, JV2, JV3, JV4

Jednosměrný ventil

VV1

Vestavný ventil

A, B

Segmentované potrubí

Hydromotor

Dvojčinný hydromotor

PB

Pevný bod

Rychlost, Dráha, Průtok, Tlak

Vykreslení grafu

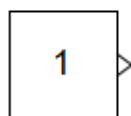
## 5.5 Vlastní nastavení bloků

V této kapitole jsou uvedena jednotlivá nastavení bloků pro simulaci.

### 5.5.1 Subsystém Motor

#### Konstanta

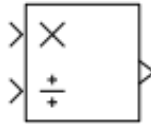
Pomocí tohoto bloku (Constant) Obr.25 se nastavují konstantní hodnoty vstupující do simulace. V subsystému Motor jsou tímto blokem definovány hodnoty otáček motoru  $n=1480 \text{ min}^{-1}$ , převodová konstanta 60 a Ludolfovo číslo  $\pi$ .



Obr. 25 Blok Constant

## Dělení

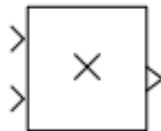
Pomocí tohoto bloku (Divide) Obr.26 je vytvořen podíl dvou hodnot. Hodnota vstupující na vstup  $\times$  je dělenec a hodnota vstupující na  $\div$  je dělitel.



Obr. 26 Blok Divide

## Násobení

Pomocí tohoto bloku (Product) Obr.27 je vytvořen součin vstupujících hodnot.



Obr. 27 Blok Product

## Převodník Simulink-PS

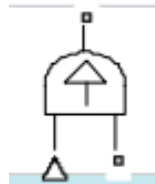
Pomocí tohoto bloku (Simulink-PS Converter) Obr.28 je signál převeden z bezrozměrného signálu na signál fyzikální. V tomto subsystému je přiřazena jednotka rad/s.



Obr. 28 Blok Simulink-PS Converter

### Ideální zdroj úhlové rychlosti

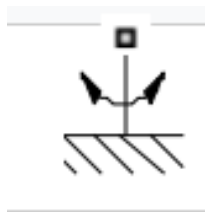
Pomocí tohoto bloku (Ideal Angular Velocity Source) Obr.29 je vytvořen zdroj úhlové rychlosti ekvivalentní k hodnotě vstupujícího signálu. Protože se jedná o ideální zdroj úhlové rychlosti, poskytuje tento blok konstantní rychlost bez ohledu na zatížení.



Obr. 29 Blok Ideal Angular Velocity Source

### Pevný bod rotačního pohybu

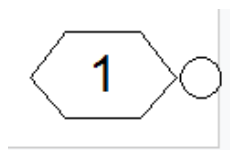
Pomocí tohoto bloku (Mechanical Rotation Reference) Obr.30 je nastavena referenční hodnota pro ideální zdroj úhlové rychlosti.



Obr. 30 Blok Mechanical Rotation Reference

### Port

Pomocí tohoto bloku (Connection Port) Obr.31 je vyveden signál ze subsystému.



Obr. 31 Blok Connection Port

## 5.5.2 Subsystem Zdroj

### Hydrogenerátor HG

Pomocí tohoto bloku (Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump) Obr.32 je definován zdroj tlakové energie odpovídající skutečnému hydrogenerátoru s regulací na konstantní tlak. Nastavení HG je znázorněno v tabulce Tab.1.



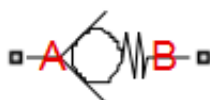
Obr. 32 Blok Variable-Displacement pressure-Compensated pump

Maximum displacement	Maximální výtlak	0,576	l/rev
Setting pressure	Nastavený tlak	18e6	Pa
Pressure regulation range	Regulační rozsah	5e5	Pa
Volumetric efficiency	Objemová účinnost	0,85	l
Total efficiency	Celková účinnost	0,75	l
Nominal pressure	Jmenovitý tlak	6e6	Pa
Nominal angular velocity	Jmenovitá úhlová rychlost	180	Rad/s
Nominal kinematic viscosity	Jmenovitá kinematická viskozita	18	cSt

Tab. 1 Nastavení hydrogenerátoru HG

### Jednosměrný ventil

Pomocí tohoto bloku (Check Valve) Obr.33 definujeme jednosměrný ventil. Nastavení JV je znázorněno v Tab.2.



Obr. 33 Blok Check Valve

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	4,9087e-4	m <sup>2</sup>
Cracking pressure	Otevírací tlak	0,5e5	Pa
Maximum opening pressure	Maximální tlak	21e6	Pa
Flow discharge coefficient	Průtokový koeficient	0,7	

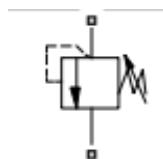


Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	
Leakage area	Průtočná plocha leakáže	1e-12	1

Tab. 2 Nastavení jednosměrného ventilu

### Pojistný ventil

Pomocí tohoto bloku (Pressure Relief Valve) Obr.34 se nastavuje maximální tlak v obvodu. Nastavení PV je znázorněno v Tab.3.



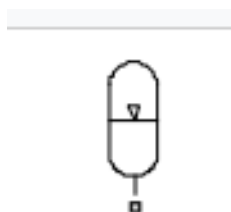
Obr. 34 Blok Pressure Relief Valve

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	4,9087e-4	m <sup>2</sup>
Valve pressure setting	Přepouštěcí tlak	16.8e6	Pa
Valve regulation range	Regulační rozsah	3e6	Pa
Flow discharge coefficient	Průtokový koeficient	0,7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	
Leakage area	Průtočná plocha leakáže	1e-12	1

Tab. 3 Nastavení pojistného ventilu

### Akumulátor

Pomocí tohoto bloku (Gas-Charged Accumulator) Obr.35 je definován plynový akumulátor použitý v obvodu. Nastavení akumulátoru je v znázorněno v Tab.4.



Obr. 35 Blok Gas-Charged Accumulator

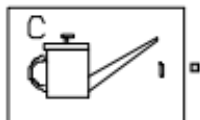
Capacity	Kapacita	20	l
Preload pressure(gauge)	Plnicí tlak	1e6	Pa

Specific heat ratio	Polytropický exponent	1,4	1
Initial volume	Počáteční objem	2	1

Tab. 4 Nastavení akumulátoru

## Kapalina

Pomocí tohoto bloku (Custom Hydraulic Fluid) obr. 36 jsou nastaveny vlastnosti kapaliny použité v obvodu. Nastavení kapaliny je znázorněno v Tab.5.



Obr. 36 Blok Custom Hydraulic Fluid

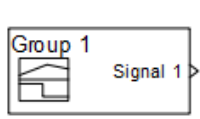
Fluid density	Hustota	870	kg/m <sup>3</sup>
Kinematic viscosity	Kinematická viskozita	45e-6	m <sup>2</sup> /s
Bulk modulus	Modul pružnosti	1.5e9	Pa
Relative amount of trapped air	Relativní množství obsaženého vzduchu	2e-4	1

Tab. 5 Nastavení kapaliny

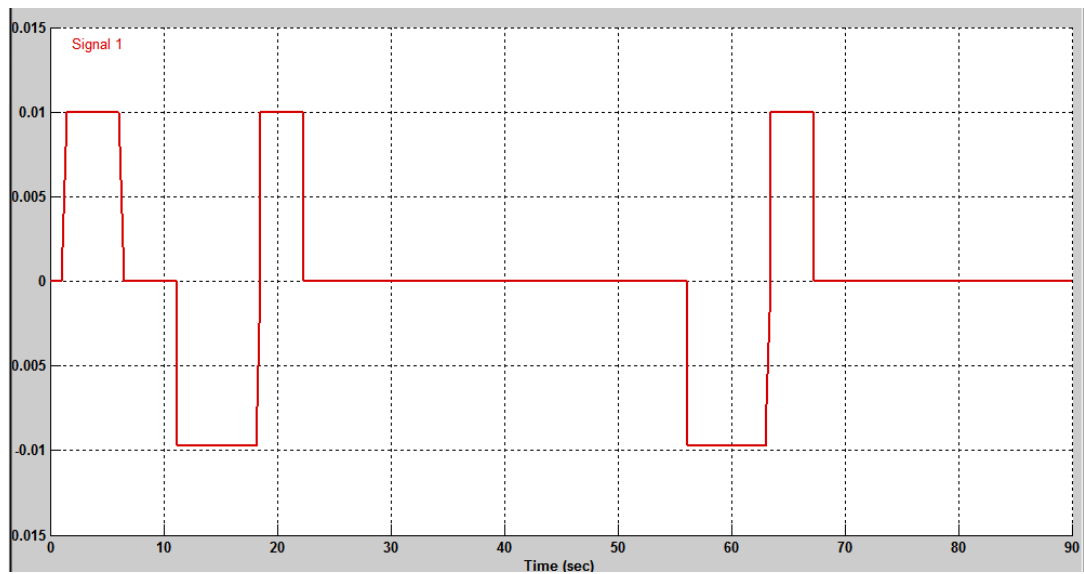
## 5.5.3 Subsystem Řízení

### Signal builder

Pomocí tohoto bloku (Signal Builder) Obr.37 vytváříme průběh zatížení v daném čase. Na Obr.37 je znázorněn průběh zatížení v simulaci.



Obr. 37 Blok Signal Builderu



Obr. 38 Průběh signálu řízení

### Převodník Simulink-PS

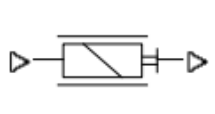
Pomocí tohoto bloku (Simulink-PS Converter) Obr.39 je signál převeden z bezrozměrného signálu na signál fyzikální. V tomto subsystému je přiřazena jednotka m.



Obr. 39 Blok Simulink-PS Converter

### Pohon proporcionálního ventilu

Pomocí tohoto bloku (Proportional and Servo-Valve Actuator) Obr.40 se nastaví vlastnosti elektromagnetického ovládání šoupátka rozváděče. Nastavení je znázorněno v Tab.6.



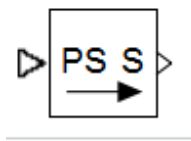
Obr. 40 Blok Proportional and Servo Valve Actuator

Gain	Zisk	25	1
Time Constant	Časová konstanta	0,016	s
Saturation	Nasycení	0,03	1

Tab. 6 Nastavení pohonu proporcionálního ventilu

### Převodník PS-Simulink

Pomocí tohoto bloku (PS-Simulink Converter) Obr.41 se fyzikální signál mění zpět na bezrozměrný signál. V tomto subsystému je přiřazena jednotka m.

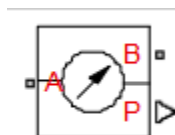


Obr. 41 Blok PS-Simulink Converter

## 5.5.4 Subsystem Měření tlaku

### Manometr

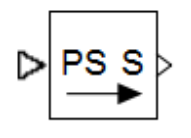
Pomocí tohoto bloku (Hydraulic Pressure Sensor) Obr.42 je měřena tlaková difference na zdroji a v potrubích A a B.



Obr. 42 Blok Hydraulic Pressure Sensor

### Převodník PS-Simulink

Pomocí tohoto bloku (PS-Simulink Converter) Obr.43 se fyzikální signál mění zpět na bezrozměrný signál. V tomto subsystému je přiřazena jednotka Pa.



Obr. 43 Blok PS-Simulink Converter

### 5.5.5 Subsystem Měření průtoku

#### Průtokoměr

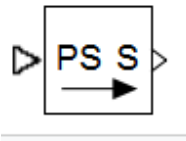
Pomocí tohoto bloku (Hydraulic Flow Rate Sensor) Obr.44 se měří průtok potrubím A a B.



Obr. 44 Blok Hydraulic Flow Rate Sensor

#### Převodník PS-Simulink

Pomocí tohoto bloku (PS-Simulink Converter) Obr.45 se fyzikální signál mění zpět na bezrozměrný signál. V tomto subsystému je přiřazena jednotka  $\text{m}^3\text{s}^{-1}$ .

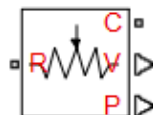


Obr. 45 Blok PS-Simulink Converter

### 5.5.6 Subsystem Měření v, s

#### Senzor pohybu

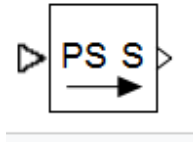
Pomocí tohoto bloku (Ideal Translational Motion Sensor) Obr.46 se snímá dráha a rychlost pohybu. V tomto subsystému se nastavuje hodnota 1.25 m.



Obr. 46 Blok Ideal Translational Motion Sensor

### Převodník PS-Simulink

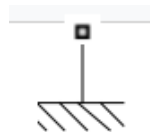
Pomocí tohoto bloku (PS-Simulink Converter) Obr.47 se fyzikální signál mění zpět na bezrozměrný signál. V tomto subsystému je přiřazena jednotka m pro dráhu a  $\text{ms}^{-1}$  pro rychlost.



Obr. 47 Blok PS-Simulink Converter

### Pevný bod

Pomocí tohoto bloku (Mechanical Translational Reference) Obr.48 se nastaví reference pro senzor pohybu.

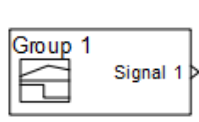


Obr. 48 Mechanical Translational Reference

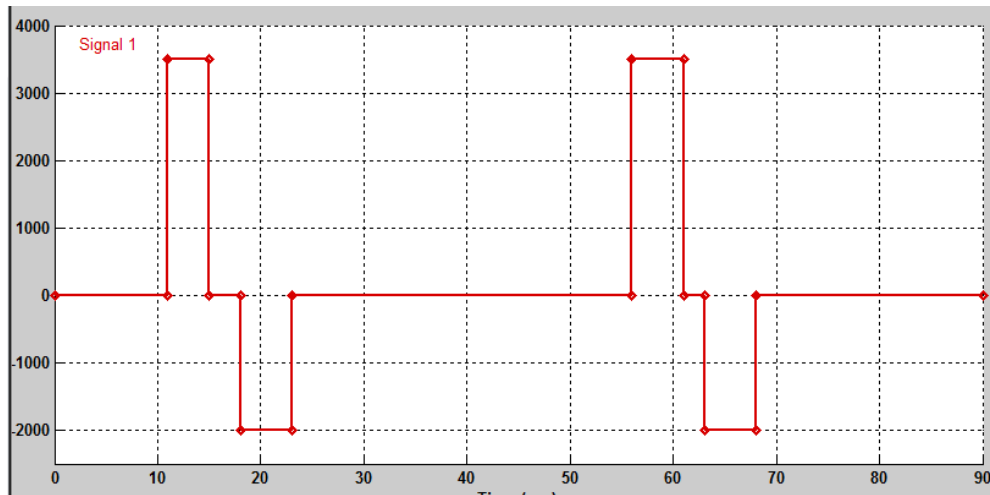
## 5.5.7 Subsystem Zatížení

### Signal builder

Pomocí tohoto bloku (Signal Builder) Obr.49 vytváříme průběh zatížení v daném čase. Na Obr.49 je znázorněn průběh zatížení v simulaci. Pro vysouvání byla určena síla  $F=3500 \text{ N}$ , pro zasouvání  $F=2000 \text{ N}$ .



Obr. 49 Blok Signal Builderu



Obr. 50 Průběh signálu zatížení

### Převodník Simulink-PS

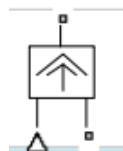
Pomocí tohoto bloku (Simulink-PS Converter) Obr.51 je signál převeden z bezrozměrného signálu na signál fyzikální. V tomto subsystému je přiřazena jednotka N.



Obr. 51 Blok Simulink-PS Converter

### Zdroj síly

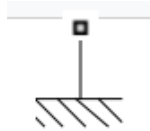
Pomocí tohoto bloku (Ideal Force Source) Obr.52 je převedena hodnota vstupního signálu na sílu.



Obr. 52 Blok Ideal Force Source

### Pevný bod

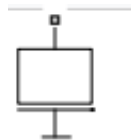
Pomocí tohoto bloku (Mechanical Translational Reference) Obr.53 se nastaví reference pro zdroj síly.



Obr. 53 Mechanical Translational Reference

### Hmota

Pomocí tohoto bloku (Mass) Obr.54 se nastaví hmotnost zátěže  $m=1800\text{kg}$  a její počáteční rychlost  $v=0\text{ kmh}^{-1}$ .



Obr. 54 Blok Mass

### Senzor zatížení

Pomocí tohoto bloku (Ideal Force Sensor) Obr.55 snímáme průběh zatížení bez uvažování tření nebo setrvačnosti.

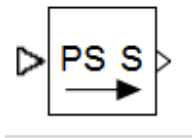


Obr. 55 Blok Ideal Force Sensor



## Převodník PS-Simulink

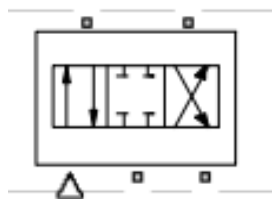
Pomocí tohoto bloku (PS-Simulink Converter) Obr.56 se fyzikální signál mění zpět na bezrozměrný signál. V tomto subsystému je přiřazena jednotka N.



Obr. 56 Blok PS-Simulink Converter

## 5.5.8 Proporcionální rozváděč

Jedná se o 4/3 rozváděč (4-Way Directional Valve) Obr.57 definovaný pomocí  $\Delta p$ -Q charakteristiky v maticovém tvaru. Nastavení rozváděče je znázorněno v Tab.7, Tab.8 a Tab.9.



Obr. 57 Blok 4-Way Directional Valve

Model parameterization	Model parametrizace	By pressure-flow characteristic	
Tabulated valve openings	Hodnoty otevření rozváděče	viz.Tab8	m
Tabulated pressure differentials	Hodnoty tlakového spádu	viz Tab.8	bar
Tabulated flow rates	Hodnoty průtoku	viz. Tab.8	lpm
Interpolation method	Interpolační metoda	Cubic	
Extrapolation method	Extrapoláční metoda	From last 2 points	

Tab. 7 Nastavení rozváděče[3]

Hodnoty nastavení rozváděče	[ 0 0.002 0.004 0.006 0.008 0.01 ]
Hodnoty tlakového spádu	[ 0 10 20 50 160 320 ]
Hodnoty průtoku	[ 0 0 0 0 0 0; 0 0 2.5 5 8 20; 0 12 18 30 52 75; 0 25 33 52 55 75; 0 33 43 65 55 75; 0 35 68 75 75 75 ]

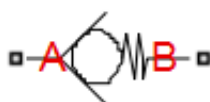
Tab. 8 Nastavení hodnot otevření, tlakového spádu a průtoku[3]

Orifice P-A initial opening	Počáteční otevření P-A	0	m
Orifice P-B initial opening	Počáteční otevření P-B	0	m
Orifice A-T initial opening	Počáteční otevření A-T	0,01	m
Orifice B-T initial opening	Počáteční otevření B-T	0,01	m

Tab. 9 Nastavení počátečního otevření rozváděče[3]

### Jednosměrný ventil

Pomocí tohoto bloku (Check Valve) Obr.58 definujeme jednosměrný ventil. Nastavení JV1, JV2, JV3 a JV4 je znázorněno v Tab.10.



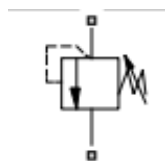
Obr. 58 Blok Check Valve

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	7,854e-5	m <sup>2</sup>
Cracking pressure	Otevírací tlak	0,5e5	Pa
Maximum opening pressure	Maximální tlak	21e6	Pa
Flow discharge coefficient	Průtokový koeficient	0,7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	
Leakage area	Průtočná plocha leakáže	1e-12	l

Tab. 10 Nastavení JV1, JV2, JV3 a JV4

### Pojistný ventil

Pomocí tohoto bloku (Pressure Relief Valve) Obr.59 se nastavuje předepínací tlak na mezikruží hydromotoru. Nastavení PV1 je znázorněno v Tab.11.



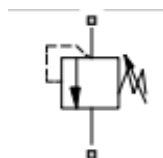
Obr. 59 Blok Pressure Relief Valve

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	7,854e-5	m <sup>2</sup>
Valve pressure setting	Přepouštěcí tlak	3.1e6	Pa
Valve regulation range	Regulační rozsah	3e6	Pa
Flow discharge coefficient	Průtokový koeficient	0,7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	
Leakage area	Průtočná plocha leakáže	1e-12	1

Tab. 11 Nastavení pojistného ventilu

### Pojistný ventil

Pomocí tohoto bloku (Pressure Relief Valve) Obr.60 se nastavuje předepínací tlak na pístu hydromotoru. Nastavení PV1 je znázorněno v Tab.12.



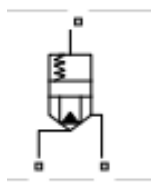
Obr. 60 Blok Pressure Relief Valve

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	7,854e-5	m <sup>2</sup>
Valve pressure setting	Přepouštěcí tlak	6e6	Pa
Valve regulation range	Regulační rozsah	3e6	Pa
Flow discharge coefficient	Průtokový koeficient	0,7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	
Leakage area	Průtočná plocha leakáže	1e-12	1

Tab. 12 Nastavení pojistného ventilu

### Vestavný ventil

Pomocí tohoto bloku (Cartridge Valve Insert) Obr.61 je realizována funkce diferenciálního zapojení válce. Nastavení VV je znázorněno v Tab.13.



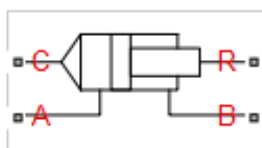
Obr. 61 Blok Cartridge Valve Insert

Port A poppet area	Průtočná plocha A	7.85e-5	m <sup>2</sup>
Port A to port X area ratio	Poměr ploch A k X	0,6	
Preload force	Předeprnutí	26	N
Spring rate	Síla pružiny	1,4e4	N/m
Poppet stroke	Zdvih kuželky	0,005	m
Initial opening	Počáteční otevření	0	m
Orifice specification	Definování	By maximum area and opening	
Orifice maximum area	Maximální průtočná plocha	7.85e-5	m <sup>2</sup>
Flow discharge coefficient	Průtokový součinitel	0,7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	
Leakage area	Průtočná plocha leakáže	1e-12	m <sup>2</sup>
Time constant	Časová konstanta	0,01	s

Tab. 13 Nastavení vestavného ventilu

## Hydromotor

Pomocí tohoto bloku (Double-Acting Hydraulic Cylinder) Obr.62 je nasimulován dvojčinný hydromotor. Nastavení Hydromotoru je znázorněno v Tab.14.



Obr. 62 Blok Double-Acting Hydraulic Cylinder

Piston area A	Plocha pístu	3,12e-3	m <sup>2</sup>
Piston area B	Plocha mezikruží	1,527e-3	m <sup>2</sup>
Piston stroke	Zdvih pístu	1,25	m
Piston initial distance from cap A	Počáteční poloha pístu	1,25	m
Dead volume A	Zbytkový objem A	1e-4	m <sup>3</sup>
Dead volume B	Zbytkový objem B	1e-4	m <sup>3</sup>
Specific heat ratio	Polytropický exponent	1,4	1
Contact stiffness	Kontaktní tuhost	3,74e6	N/m

Contact damping	Kontaktní tlumení	150	N/(m/s)
Cylinder orientation	Orientace válce	Acts in positive direction	

Tab. 14 Nastavení Hydromotoru

Výpočet tuhosti hydromotoru k:

$$k = \frac{S^2 \cdot K}{V} [N/m] \quad (6.1)$$

$$k = \frac{\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right)^2 \cdot K}{\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot H} = \frac{\left(\frac{\pi \cdot 0,063^2}{4}\right)^2 \cdot 1,9 \cdot 10^9}{\left(\frac{\pi \cdot 0,063^2}{4}\right) \cdot 1,25} = 3,74 \cdot 10^6 N/m \quad (6.2)$$

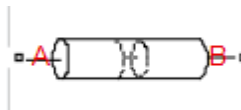
kde D[m]-průměr pístu

K[Pa]-tuhost kapaliny

H[m]-zdvih pístu

## Potrubí

V obvodu je použito segmentované potrubí (Segmented Pipeline) Obr.62.Nastavení potrubí je znázorněno v Tab.15 pro potrubí A a Tab.16 pro potrubí B.



Obr. 63 Blok Segmented Pipeline

Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	0,015	m
Pipe length	Délka potrubí	23	m
Number of segments	Počet segmentů	10	
Aggregate equivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních odporů	1	m
Internal surface roughness height	Drsnost potrubí	0,025	mm

Laminar flow upper margin	Horní hranice laminárního proudění	2e3	
Turbulent flow lower margin	Dolní hranice turbulentního proudění	4e3	
Pipe wall type	Typ stěny potrubí	Flexible	
Static pressure-diameter coefficient	Koeficient statického tlaku	2,765e-13	m/Pa
Viscoelastic process time constant	Časová konstanta viskoelastického procesu	0,0085	s
Specific heat ratio	Polytropický exponent	1,4	

Tab. 15 Nastavení potrubí A

Výpočet koeficientu statického tlaku pro potrubí A

$$K_p = \frac{d}{E_M} \cdot \left( \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \nu \right) [m/Pa] \quad (6.3)$$

$$K_p = \frac{0,015}{2,1 \cdot 10^{11}} \cdot \left( \frac{0,02^2 + 0,015^2}{0,02^2 - 0,015^2} + 0,3 \right) = 1,94 \cdot 10^{-14} [m/Pa] \quad (6.4)$$

Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	0,015	m
Pipe length	Délka potrubí	23	m
Number of segments	Počet segmentů	10	
Aggregate equivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních odporů	1	m
Internal surface roughness height	Drsnost potrubí	0,025	mm
Laminar flow upper margin	Horní hranice laminárního proudění	2e3	
Turbulent flow lower margin	Dolní hranice turbulentního proudění	4e3	
Pipe wall type	Typ stěny potrubí	Flexible	
Static pressure-diameter coefficient	Koeficient statického tlaku	2,765e-13	m/Pa
Viscoelastic process time constant	Časová konstanta viskoelastického procesu	0,0085	s
Specific heat ratio	Polytropický exponent	1,4	

Tab. 16 Nastavení potrubí B

Výpočet koeficientu statického tlaku pro potrubí B

$$K_p = \frac{d}{E_M} \cdot \left( \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \nu \right) [m/Pa] \quad (6.5)$$

$$K_p = \frac{0,021}{2,1 \cdot 10^{11}} \cdot \left( \frac{0,025^2 + 0,021^2}{0,025^2 - 0,021^2} + 0,3 \right) = 2,75 \cdot 10^{-14} [m/Pa] \quad (6.6)$$

Kde:

D[m]-vnitřní průměr potrubí

D[m]-vnější průměr potrubí

E<sub>M</sub>[Pa]-modul pružnosti

ν[1]-poissonovo číslo pro potrubí

### 5.5.9 Ostatní použité bloky

#### Nádrž

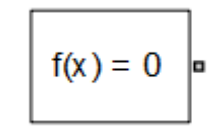
Pomocí tohoto bloku (Hydraulic Reference) Obr.64 do obvodu vkládáme nádrž.



Obr. 64 Blok Hydraulic Reference

#### Řešitel

Pomocí tohoto bloku(Solver Configuration) Obr.65 se definují simulační rovnice.



Obr. 65 Blok Solver Configuration

## Graf

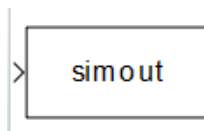
Pomocí tohoto bloku (Scope) Obr.66 vykreslujeme grafickou podobu počítaných veličin.



Obr. 66 Blok Scope

## Zápis dat do Workspace

Pomocí tohoto bloku (To Workspace) Obr.67 zapisujeme data do pracovní části Matlabu, odkud jsou posléze exportována k dalšímu zpracování.

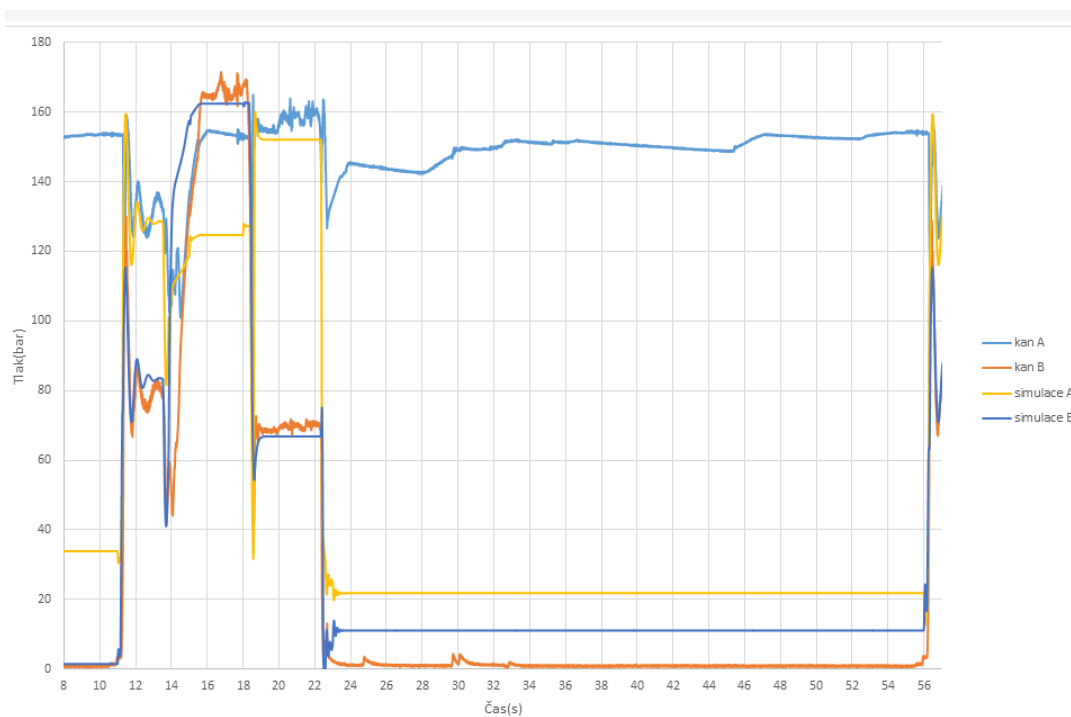


Obr. 67 Blok To Workspace

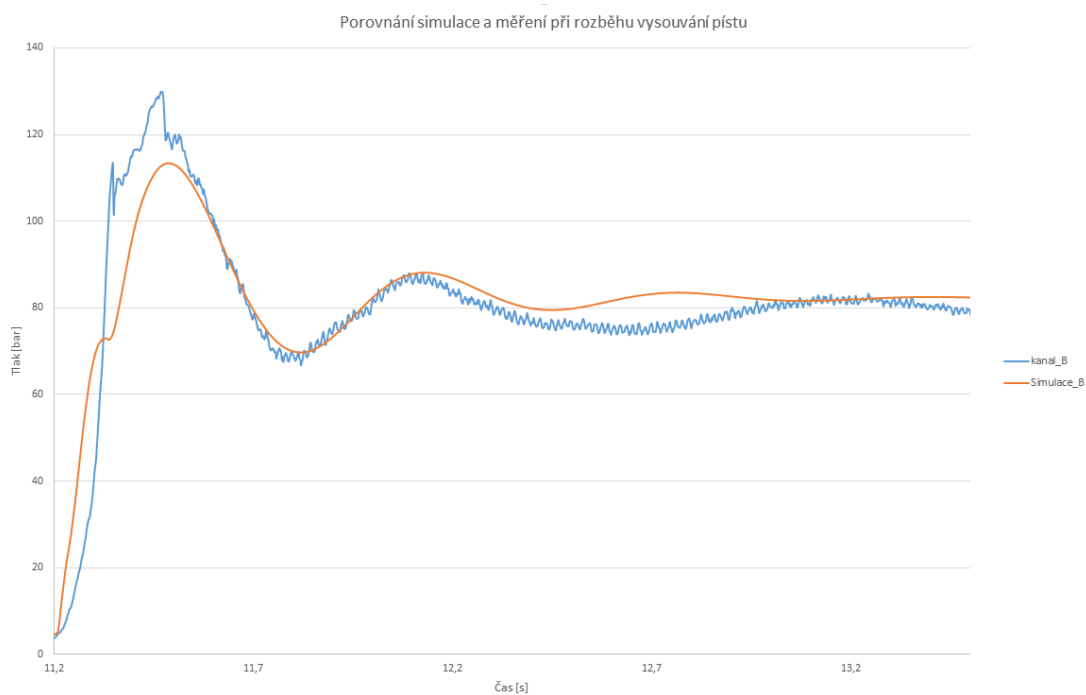
## 6 Vyhodnocení výsledků

Poté, co byl sestaven simulační model a odladěn tak, aby co nejvíce odpovídal měřeným hodnotám, byly nasimulované hodnoty exportovány do Excelu k porovnání s měřeními. Na Obr.68 je grafické porovnání měřených hodnot se simulací. Na Obr.69 je porovnání frekvence a amplitudy tlaků při vysouvání pístu. Graf na Obr.70 znázorňuje průběh průtoku kanály A a B. Grafické znázornění polohy pístu v čase je vyneseno v grafu na Obr.71. Obr.72 a 73 znázorňují detail průběhu polohy pístu po dojetí do koncové polohy, průběh tlaku v této poloze a průběh průtoku.



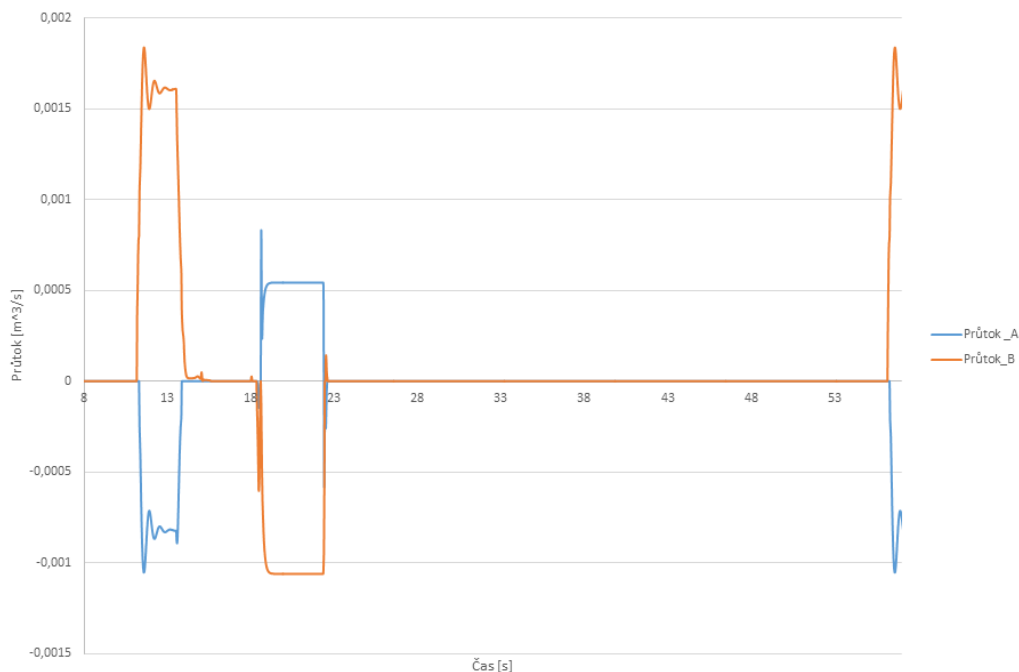


Obr. 68 Porovnání simulovaného průběhu tlaků s měřením

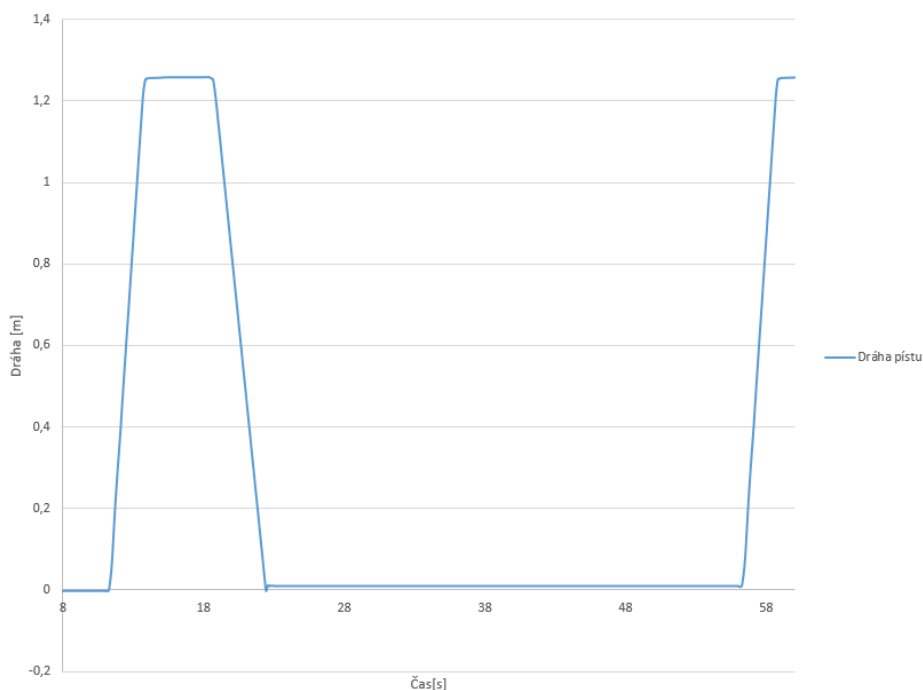


Obr. 69 Porovnání simulace tlaku s měřením v kanále B při rozběhu vysouvání

Na Obr.70 je znázorněn průběh průtoků kanály A a B, v čase mezi 11-13 je průtok při vysouvání válce, v čase mezi 18-23 s je zasouvání válce.

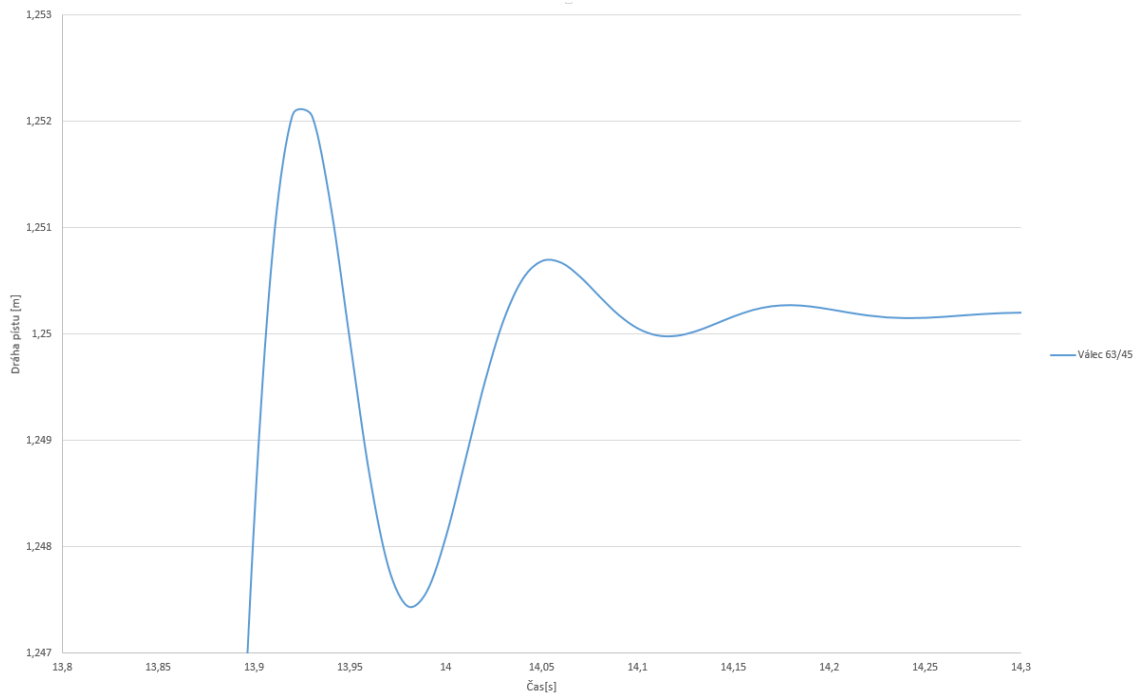


Obr. 70 Graf simulovaných průběhů průtoků

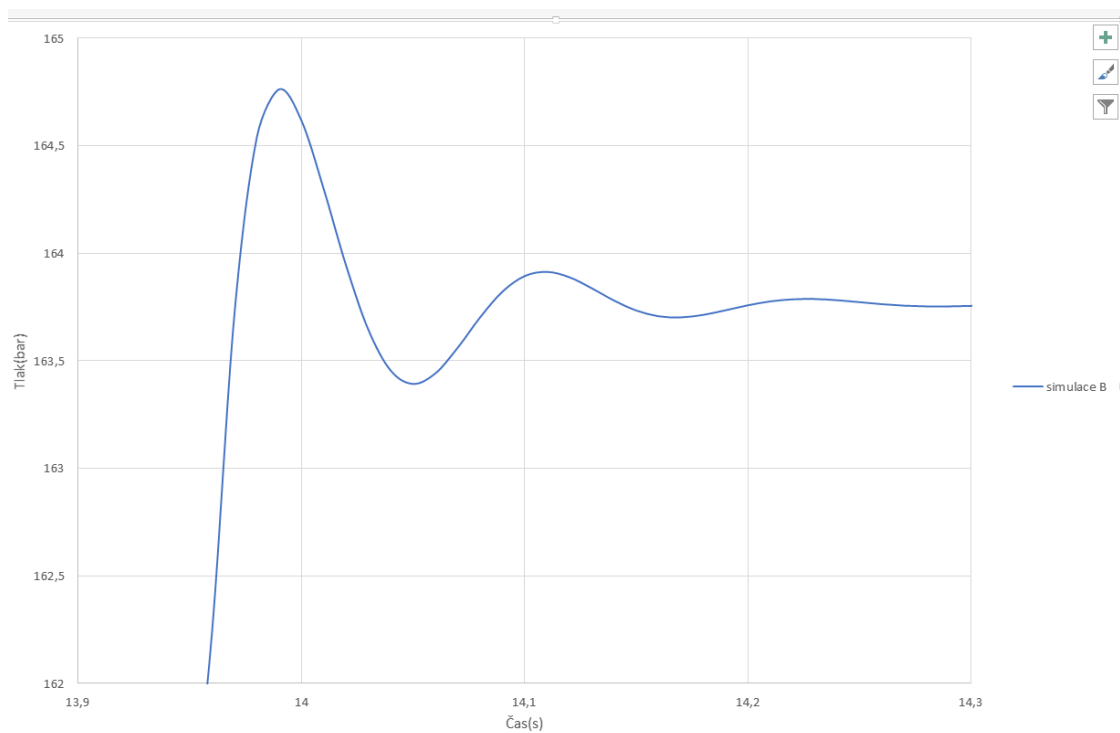


Obr. 71 Simulovaný průběh zdvihu pístu

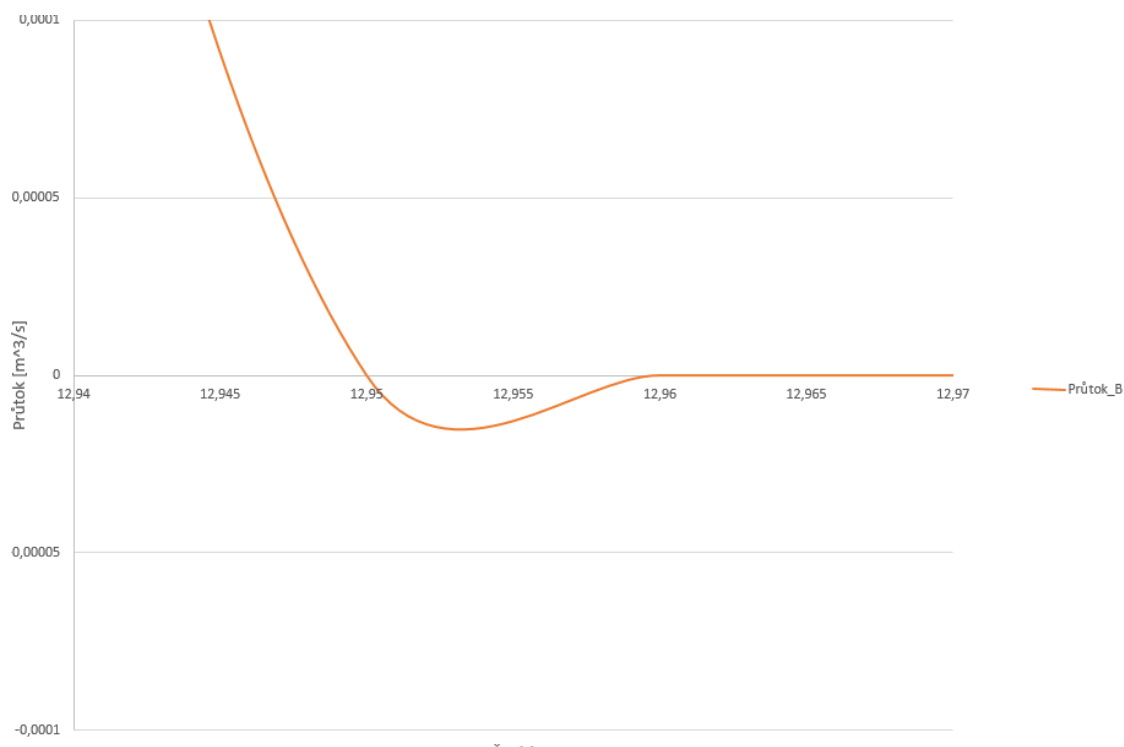
Na Obr.72 je znázorněn detail vysunutí válce do koncové polohy. Odečtem z grafu je amplituda vysunutí přibližně 5 mm.



Obr. 72 Detail simulované dráhy pístu 63/45 po vysunutí do koncové polohy



Obr. 73 Simulovaný průběh tlaků při vysunutí pístu 63/45 do koncové polohy



Obr. 74 Simulovaný průběh průtoku při zasunutí pístu 63/45

## 6.1 Simulace se změněnými parametry

Poté, co se simulace dostatečně odladí s měřením, je možné simulovat chování obvodu se změněnými parametry. V této kapitole bude simulováno chování obvodu s různými průměry hydromotoru a při zkrácení délky potrubí mezi ventilovým blokem a hydromotorem.

### 6.1.1 Úprava nastavení parametrů bloků

Jako první se nasimuluje chování obvodu se změněnými průměry válce. Pro simulaci byly vybrány průměry válce 50/28 a 80/50. Změněné parametry válce 50/28 jsou znázorněny v Tab.17 a pro válec 80/50 v Tab.18. Poté, co se provede simulace pro různé průměry válce, zkrátí se délka potrubí viz. Tab.19 pro potrubí A, Tab.20 pro potrubí B a nasimuluje se chování obvodu pro všechny varianty pístu.

Piston area A	Plocha pístu	1,963e-3	m <sup>2</sup>
Piston area B	Plocha mezikruží	6,158e-3	m <sup>2</sup>
Piston stroke	Zdvih pístu	1,25	m
Piston initial distance from cap A	Počáteční poloha pístu	1,25	m
Dead volume A	Zbytkový objem A	1e-4	m <sup>3</sup>
Dead volume B	Zbytkový objem B	1e-4	m <sup>3</sup>
Specific heat ratio	Polytropický exponent	1,4	1
Contact stiffness	Kontaktní tuhost	2,98e6	N/m
Contact damping	Kontaktní tlumení	150	N/(m/s)
Cylinder orientation	Orientace válce	Acts in positive direction	

Tab. 17 Změněné parametry hydromotoru-50/28

Piston area A	Plocha pístu	5,026e-3	m <sup>2</sup>
Piston area B	Plocha mezikruží	1,963e-3	m <sup>2</sup>
Piston stroke	Zdvih pístu	1,25	m
Piston initial distance from cap A	Počáteční poloha pístu	1,25	m
Dead volume A	Zbytkový objem A	1e-4	m <sup>3</sup>
Dead volume B	Zbytkový objem B	1e-4	m <sup>3</sup>
Specific heat ratio	Polytropický exponent	1,4	1
Contact stiffness	Kontaktní tuhost	7,64e6	N/m
Contact damping	Kontaktní tlumení	150	N/(m/s)
Cylinder orientation	Orientace válce	Acts in positive direction	

Tab. 18 Změněné parametry hydromotoru-80/50

Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	0,015	m
Pipe length	Délka potrubí	14	m
Number of segments	Počet segmentů	10	
Aggregate equivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních odporů	1	m
Internal surface roughness height	Drsnost potrubí	0,025	mm
Laminar flow upper margin	Horní hranice laminárního proudění	2e3	
Turbulent flow lower margin	Dolní hranice turbulentního proudění	4e3	
Pipe wall type	Typ stěny potrubí	Flexible	
Static pressure-diameter coefficient	Koeficient statického tlaku	2,765e-	m/Pa

		13	
Viscoelastic process time constant	Časová konstanta viskoelastického procesu	0,0085	s
Specific heat ratio	Polytropický exponent	1,4	

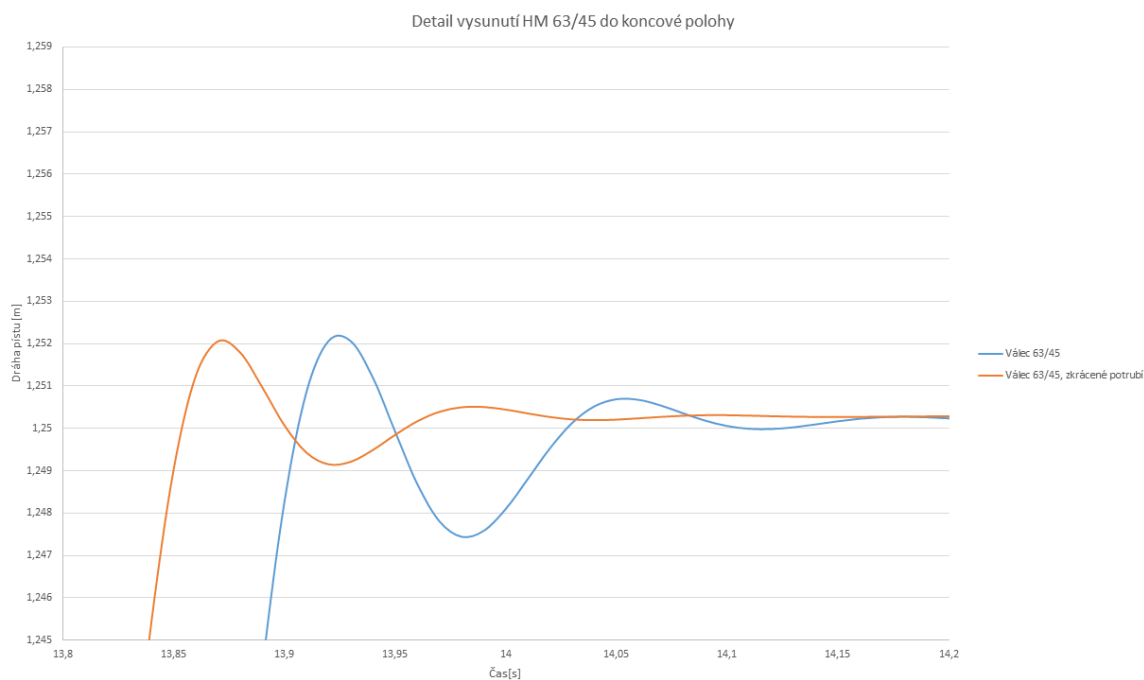
Tab. 19 Změněné parametry potrubí A

Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	0,021	m
Pipe length	Délka potrubí	14	m
Number of segments	Počet segmentů	10	
Aggregate equivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních odporů	1	m
Internal surface roughness height	Drsnost potrubí	0,025	mm
Laminar flow upper margin	Horní hranice laminárního proudění	2e3	
Turbulent flow lower margin	Dolní hranice turbulentního proudění	4e3	
Pipe wall type	Typ stěny potrubí	Flexible	
Static pressure-diameter coefficient	Koeficient statického tlaku	2,765e-13	m/Pa
Viscoelastic process time constant	Časová konstanta viskoelastického procesu	0,0085	s
Specific heat ratio	Polytropický exponent	1,4	

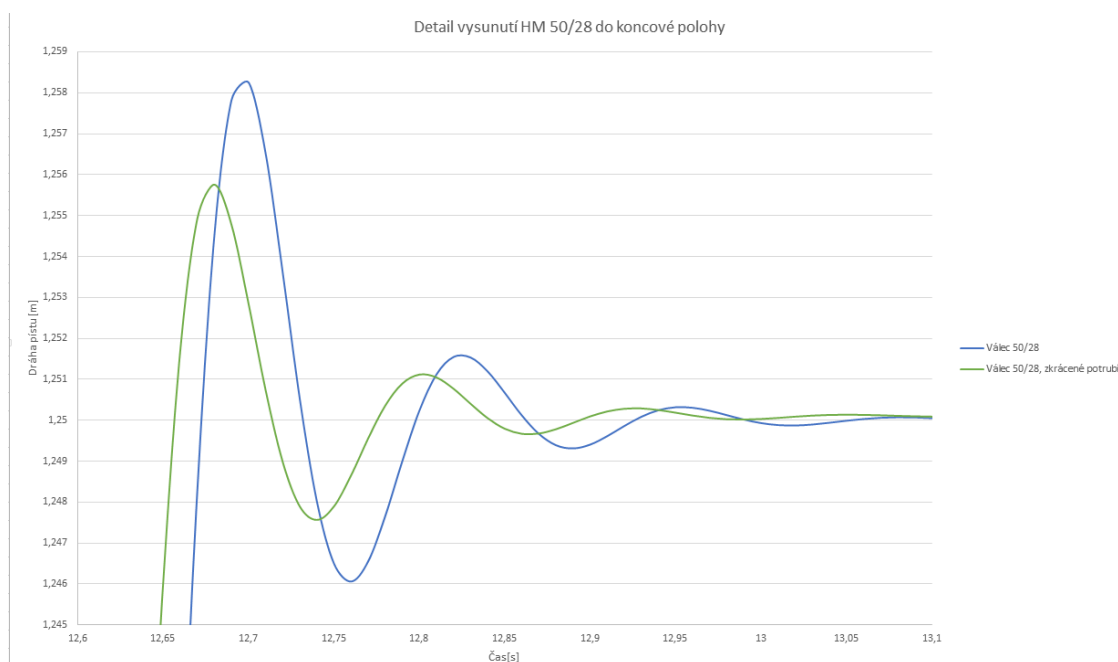
Tab. 20 Změněné parametry potrubí B

### 6.1.2 Závěrečné srovnání simulací

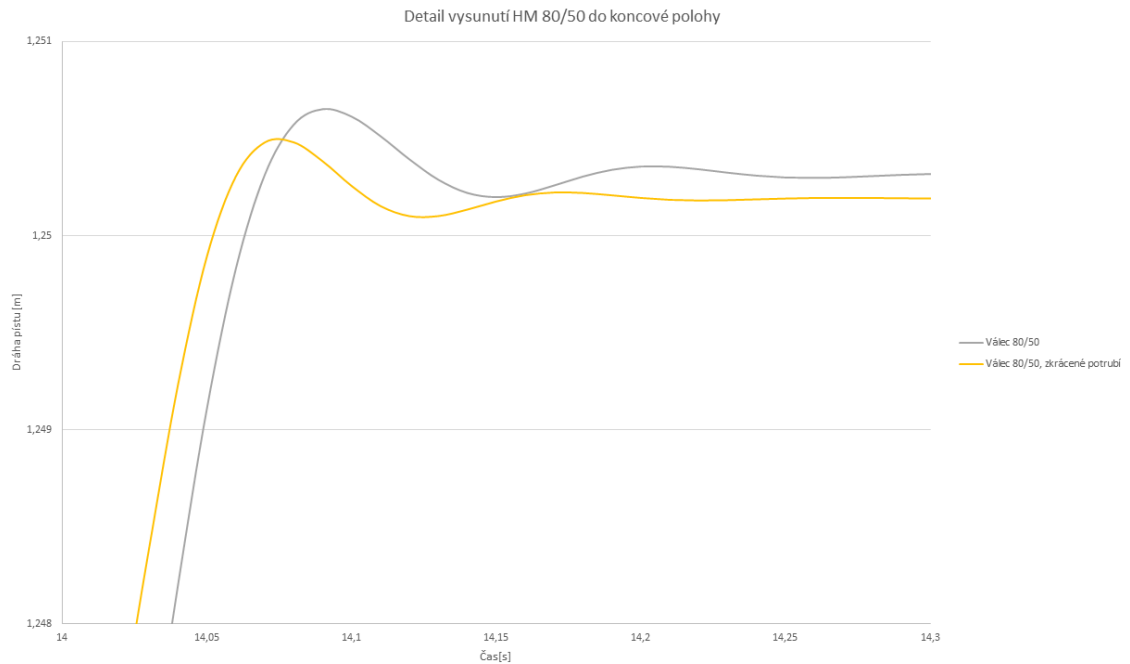
Po nasimulování chování obvodu, byly data exportovány do Excelu k porovnání a vyhodnocení.



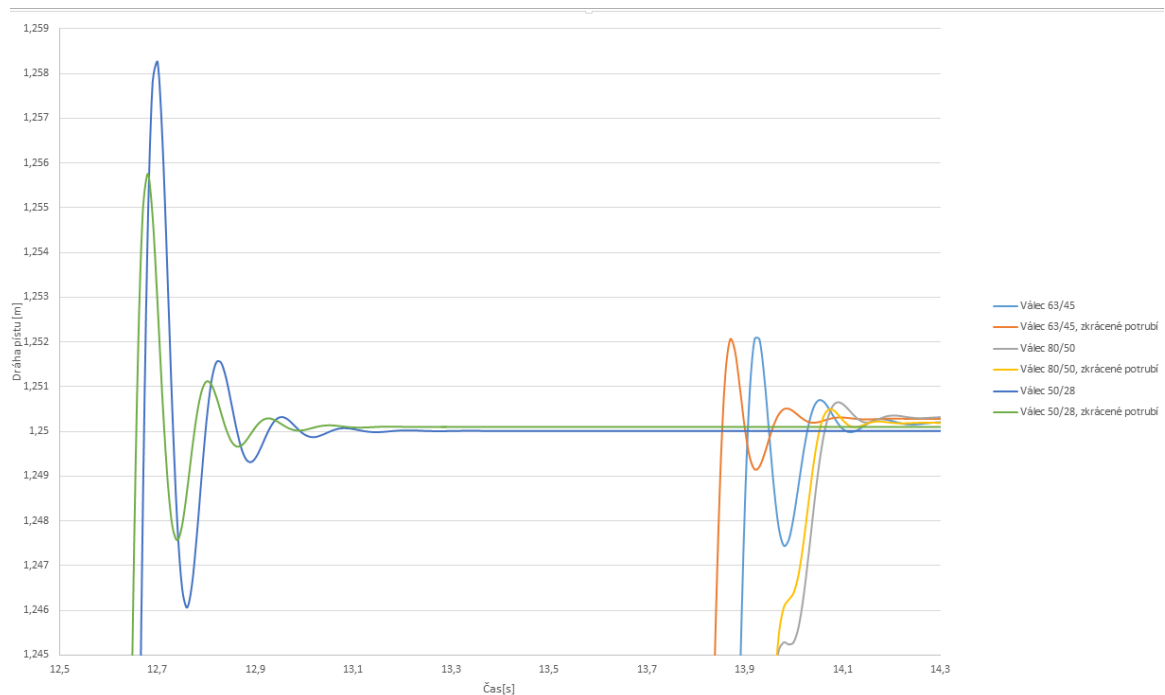
Obr. 75 Detail vysunutí HM 63/45 do koncové polohy při zkráceném vedení



Obr. 76 Detail vysunutí HM 50/28 do koncové polohy při zkráceném vedení



Obr. 77 Detail vysunutí HM 80/63 do koncové polohy při zkráceném vedení



Obr. 78 Porovnání simulací HM s různými průměry a zkráceným vedením

Analýzou Obr.75, Obr.76, obr.77 je patrné, že amplituda vysunutí HM 63/45 činí necelých 5 mm a při zkráceném vedení se tato hodnota sníží na 3 mm. HM 50/28 při vysunutí do koncové polohy má amplitudu zakmitnutí 12 mm. Zkrácením délky vedení se toto zakmitnutí sníží na 8 mm. Jako nejvýhodnější varianta se jeví použití válce 80/63, kdy



zakmitnutí pístu v koncové poloze činí méně než 1 mm a při zkrácení délky vedení činí amplituda ještě méně. Na Obr.78 je znázorněno vysunutí do koncové polohy pro všechny HM při dlouhém vedení a jeho zkrácené variantě.

## 7 Závěr

V diplomové práci se zabývám změřením dynamiky hydraulického obvodu, popisem změřených hodnot a následně simulací hydraulického obvodu „Pojezd nakládání desek“.

V druhé kapitole jsem popsal princip činnosti slévárenské linky WG1 a rozebral funkce hydraulické části linky. Dále jsem specifikoval jednotlivé komponenty hydraulického obvodu potřebné pro pozdější simulaci.

Ve třetí kapitole jsem stručně pojednal o teorii matematického modelování a následně uvedl rovnice pro hydraulické odpory používané pro definování modelu potrubí.

V další kapitole jsem se zabýval samotným měřením veličin na lince. Taktéž jsem zde popsal jednotlivá měřidla a rozebral průběhy tlaků v jednotlivých hydraulických obvodech.

Dále jsem se zabýval samotnou simulací, ve které jsem sestavil simulační model a popsal nastavení jednotlivých bloků použitých při simulaci. Pro porovnání nasimulovaných hodnot jsem zvolil úsek vysouvání válce. Další informace a detailní popis funkcí jednotlivých bloků je obsažen v nápovědě u jednotlivých prvků v knihovnách Matlabu-Simulinku.

V závěrečné části práce jsem srovnal výsledky z měření s nasimulovanými hodnotami. Na Obr.68 je srovnání simulace s měřením v průběhu celého cyklu. Na Obr.69 je detail průběhu tlaku v kanálu B pro vysouvání pístu, kde se přibližně v druhé polovině projevují další vlivy, pravděpodobně od trati, které nebyly v simulaci uvažovány. Při vysunutí HM 63/45 do koncové polohy dojde k zakmitání pístu s amplitudou cca 5 mm viz. Obr.72. Následně byl posouzen vliv průměru HM a délky vedení mezi válcem a ventilovým blokem na dynamiku obvodu při vysouvání HM a pro vylepšení vlastností obvodu, byly navrženy dvě možné varianty úpravy změnou průměru HM a zkrácení délky vedení mezi ventilovým blokem a hydromotorem. Následnými simulacemi a porovnáváním nasimulovaných hodnot Obr.75 až Obr.78 je patrné, že zkrácení vedení má příznivý vliv na chování systému, kdy se amplituda kmitu v koncové poloze zmenšila u HM 63/45 o 2 mm

a při použití HM 50/28 se amplituda kmitu zkrátila o 4 mm. Také zvětšení průměru válce vykazuje příznivé účinky na systém, kdy dochází k minimálnímu zakmitání válce v koncové poloze.

Na základě výsledků simulace můžeme doporučit přiblížení ventilového bloku co nejbližší k hydromotoru, tím zvýšit tuhost celého systému a snížit tak zakmitání pístu při vysunutí do koncové polohy.

## 8 Seznam použité literatury

- [1] Kozubková, M., *Dynamika hydraulických systémů* [online] Dostupné z:<  
<http://www.338.vsb.cz/PDF/dynamika2005.pdf>>
- [2] Šeděnka, L., *Simulace frekvenčních charakteristik potrubí*. Diplomová práce. Ostrava: VŠB-Tu Ostrava, 2008, 86 s
- [3] Bureček, A., *Optimalizace proporcionálního řízení soustavy pro odebirání forem*. Diplomová práce, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010, 73 s
- [4] František, N., Nevrlý, J., Peňáz, V., *Modelování systémů s hydraulickými mechanismy*. Brno, Bosch Rexroth, 2002, 173 s, ISBN 80-214-2187-8
- [5] Elektrohydraulické pohony průmyslových zařízení [online] Dostupné z:<  
<http://www.hytosost.cz/download/HYTOS%20Protech%20-%20presentace%20velkych%20systemu.pdf>>
- [6] Pavlok, B. *Hydraulické prvky a systémy*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 154 s. ISBN 978-80-248-0857-4.
- [7] Pavlok, B. *Hydraulické prvky a systémy*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, vi, 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [8] Kozubková, M., *Dynamika hydraulických systémů* [online] Dostupné z:<  
<http://www.338.vsb.cz/PDF/Simulace2009.pdf>>
- [9] Hružík, L., Kozubková, M., *Dynamika tekutinových mechanismů* [online] Dostupné z:<  
<http://www.338.vsb.cz/PDF/dynamikanavody.PDF>>
- [10] Kozubková, M., *Aplikovaná mechanika* [online] Dostupné z:<  
<http://www.338.vsb.cz/PDF/Aplmech2003.pdf>>
- [11] Firemní dokumentace firem: Hytos, Hydac, Hydraulics, SunHydraulic, Stauff, ŽDB, PKS servis
- [12] Beater, P. *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen*. New York: Springer, c1999, xvii, 259 p. ISBN 35-406-5444-5.

[13] Zymák, V. *Dynamika pulsujícího průtoku: teorie, měření, aplikace, zkušenosti*. 1. vyd. Brno: PC-DIR, 1994, 210 s. ISBN 80-858-9500-5.

[14] MATLAB User's Guide. The Mathworks, Inc., USA, <http://www.mathworks.com>

[15] Hružík, L., Šeděnka, L., Sikora, R. *Simulation of pressure amplitude characteristic of pipe with hydraulic accumulator in Matlab – SimHydraulics* [online] Dostupné z :<  
<http://hdl.handle.net/10084/83434>>

[16] Noskievič, P. *Modelování a identifikace systémů*. Ostrava: Montanex, 1999, 276 s. ISBN 80-722-5030-2.

[17] Noskievič, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava 1995. 172 s. ISBN 90-7078-297-8.

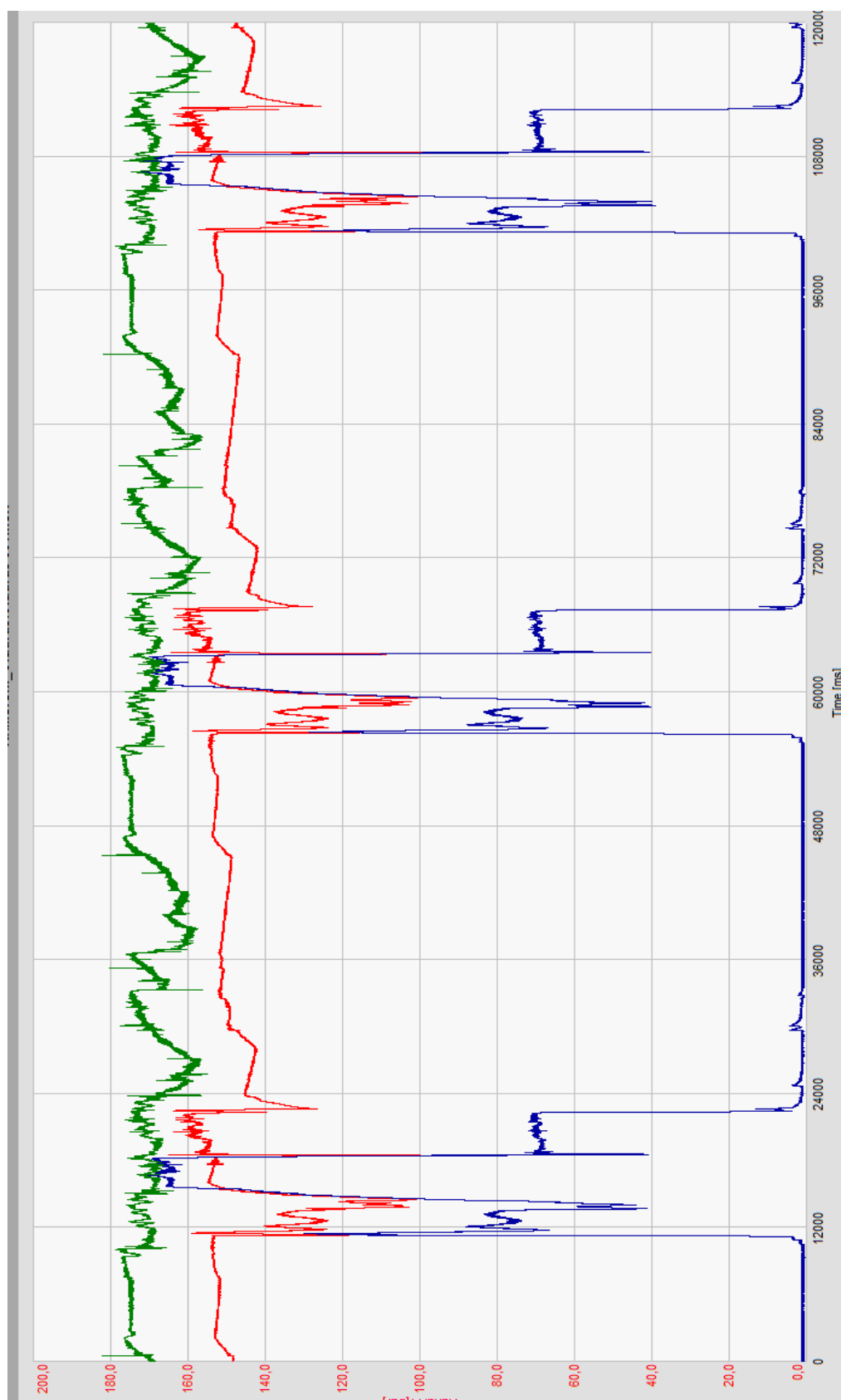
[19] THE MATH WORKS, Inc., 3 Apple Hill Drive Natick, MA 01760-2098, USA.  
[I]SimHydraulics For Use with Simulink

## **9 Seznam příloh**

**Příloha A** – Naměřená data

**Příloha B** – Subsystémy

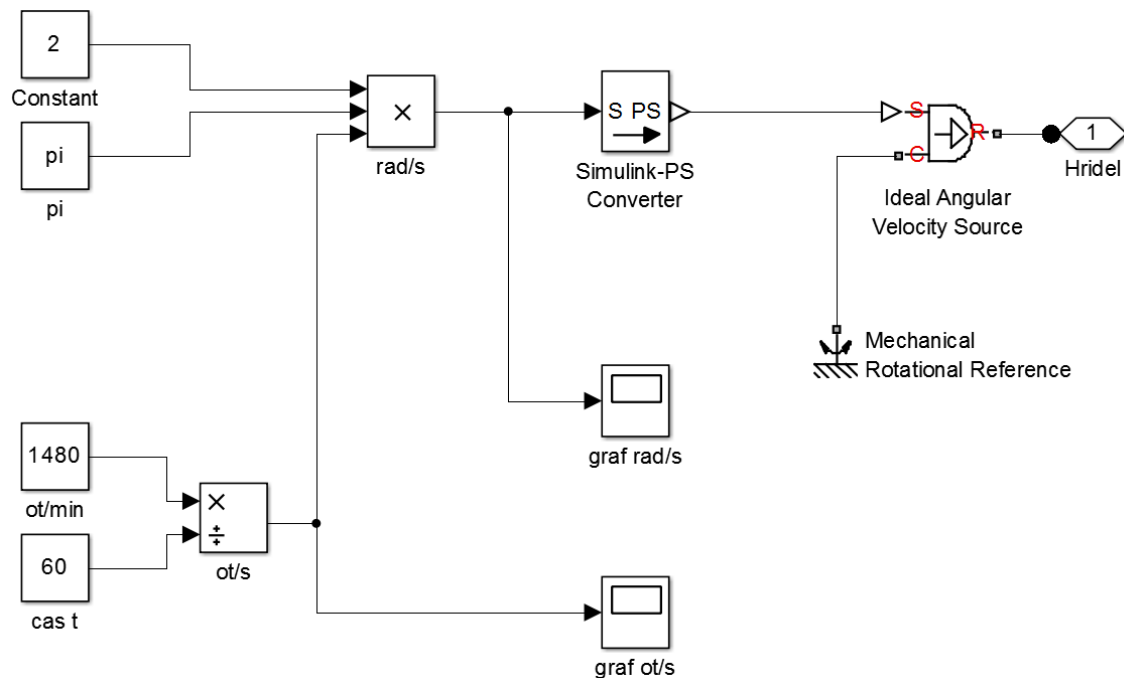
## Příloha A



Obr. 76 Naměřené hodnoty tlaků na HG a v kanálech A a B

## Příloha B

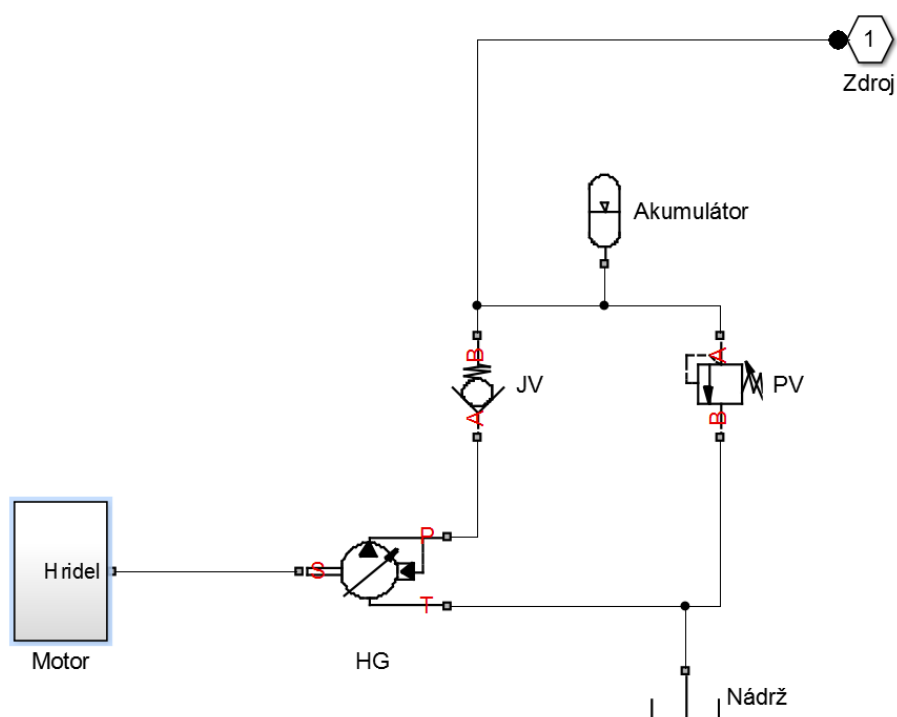
### Subsystém Motor



### Legenda:

Constant, pi, ot/min, cas t	konstanty, <i>Constant</i>
ot/s	dělení, <i>Divide</i>
rad/s	násobení, <i>Product</i>
Simulink-PS Converter	Převodník Simulink-PS, <i>Simulink-PS Converter</i>
graf rad/s, graf ot/s	graf, <i>Scope</i>
Ideal Angular Velocity Source	ideální zdroj úhlové rychlosti, <i>Ideal Angular Velocity Source</i>
Mechanical Angular Velocity Reference	pevný bod rotačního pohybu, <i>Mechanical Angular Velocity Reference</i>
Hřidel	port, <i>Connection Port</i>

## Subsystém Zdroj

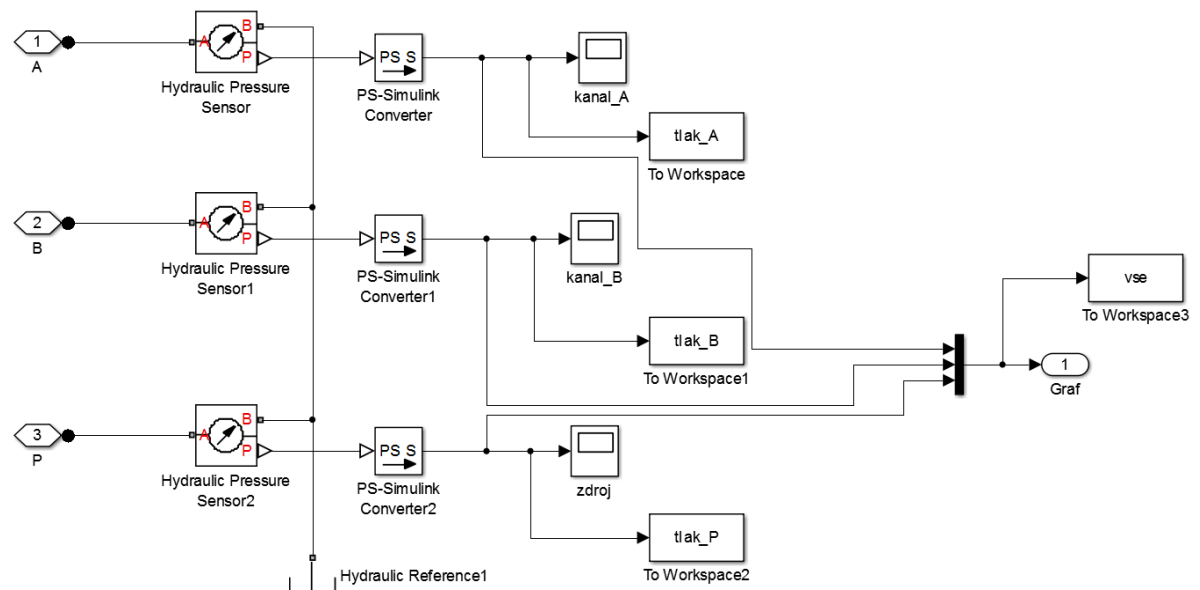


### Legenda:

HG	Hydrogenerátor HG, <i>Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump</i>
JV	jednosměrný ventil, <i>Check Valve</i>
PV	pojistný ventil, <i>Pressure Relief Valve</i>
Akumulátor	akumulátor, <i>Gas-Charged Accumulator</i>
Hřidel	port, <i>Connection Port</i>
Nádrž	Nádrž, <i>Hydraulic Reference</i>



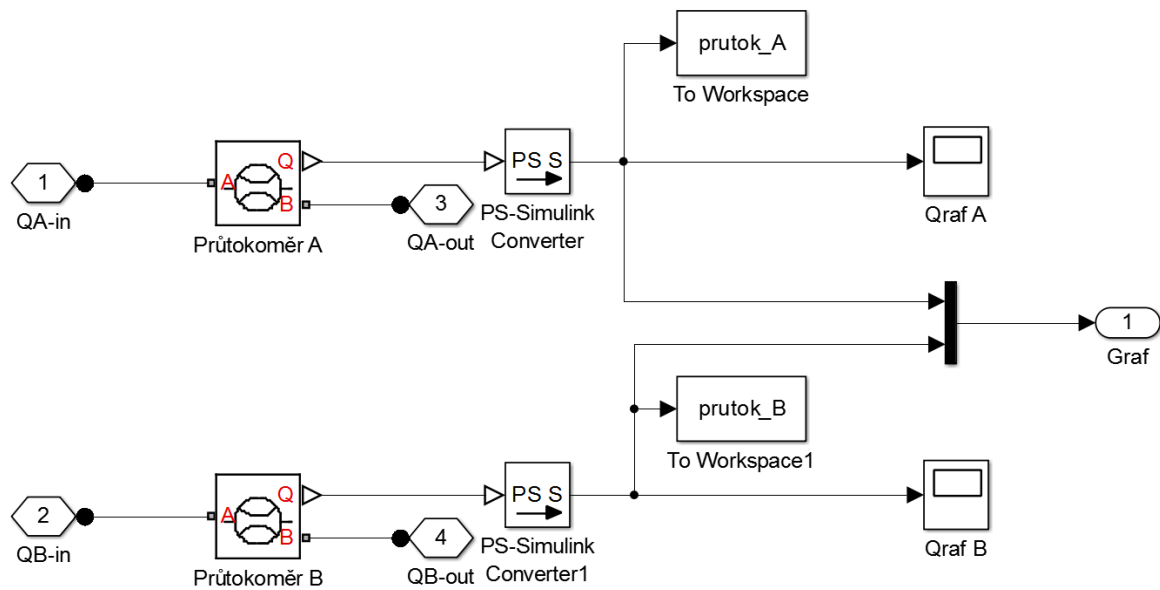
### Subsystém Měření tlaku



### Legenda:

Hydraulic Pressure Sensor	manometr, <i>Hydraulic Pressure Sensor</i>
PS-Simulink Converter	Převodník PS-Simulink, <i>PS-Simulink Converter</i>
Kanal_A, kanal_B, kanal_P	graf, <i>Scope</i>
To Workspace	zápis do Workspace, <i>To Workspace</i>
Graf	port, <i>Connection Port</i>
Nádrž	Nádrž, <i>Hydraulic Reference</i>

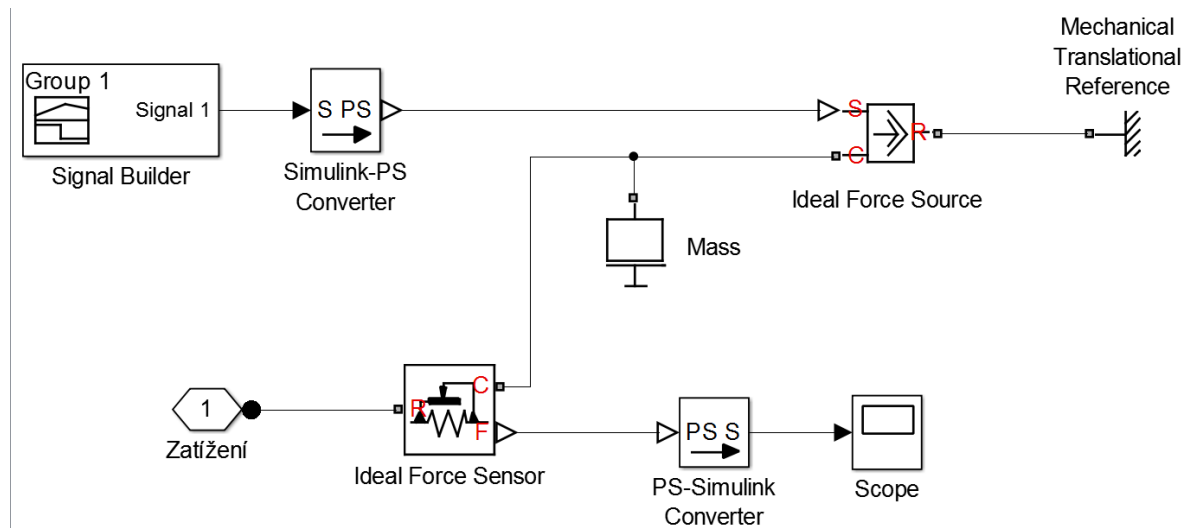
## Subsystém Měření průtoku



### Legenda:

Průtokoměr A, B	průtokoměr, <i>Hydraulic Flow Rate Sensor</i>
PS-Simulink Converter	Převodník PS-Simulink, <i>PS-Simulink Converter</i>
Graf_A, Graf_B	graf, <i>Scope</i>
To Workspace	zápis do Workspace, <i>To Workspace</i>
Graf,QA-out,QB-out	port, <i>Connection Port</i>

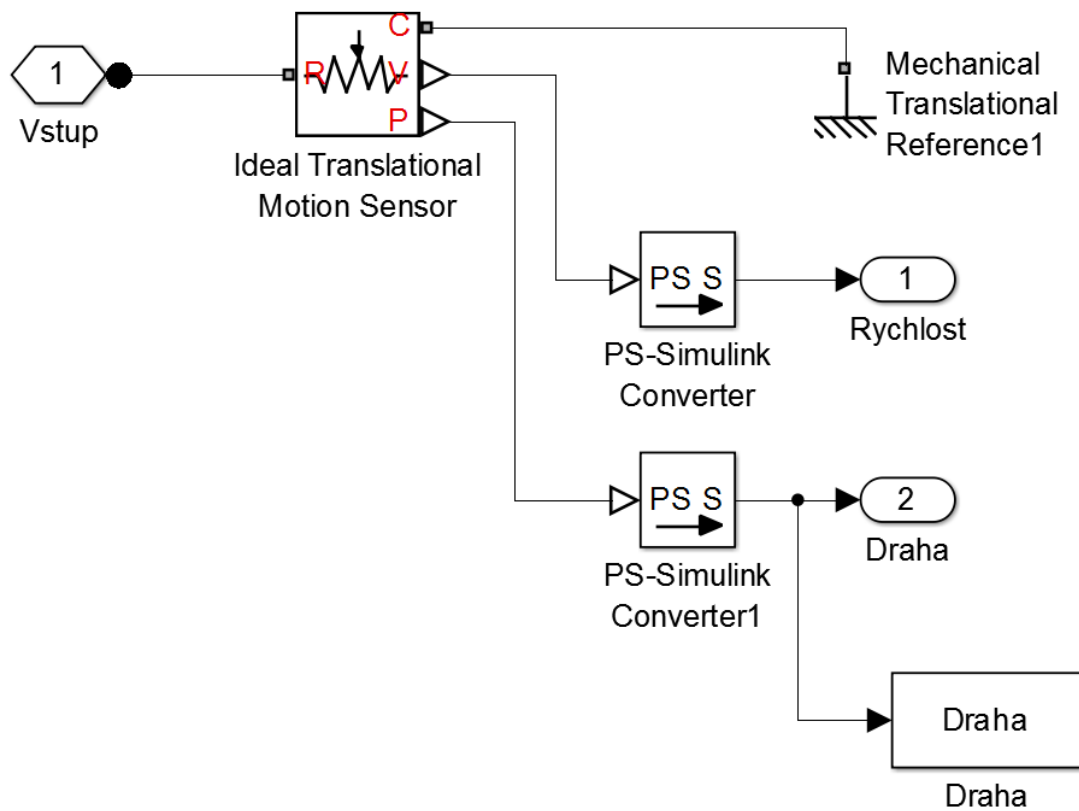
## Subsystém zatížení



### Legenda:

Signal Biulder	zdroj signálu, <i>Signal Biulder</i>
PS-Simulink Converter	Převodník PS-Simulink, <i>PS-Simulink Converter</i>
Simulink-PS Converter	Převodník Simulink-PS, <i>Simulink-PS Converter</i>
Scope	graf, <i>Scope</i>
Ideal Force Source	ideální zdroj síly, <i>Ideal Force Source</i>
Mass	hmota, <i>Mass</i>
Ideal Force Sensor	senzor zatížení, <i>Ideal Force Sensor</i>
Mechanical Translational Reference	pevný bod translačního pohybu, <i>Mechanical Translational Reference</i>
Zatížení	port, <i>Connection Port</i>

### Subsystém Měření v, s



### Legenda:

Ideal Translational Motion Sensor	senzor pohybu, <i>Ideal Translational Motion Sensor</i>
PS-Simulink Converter	Převodník PS-Simulink, <i>PS-Simulink Converter</i>
Draha	zápis do Workspace, <i>To Workspace</i>
Mechanical Translational Reference	pevný bod translačního pohybu, <i>Mechanical Translational Reference</i>
Vstup, Rychlost, Dráha	port, <i>Connection Port</i>